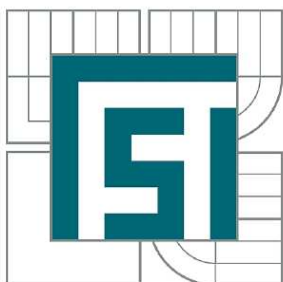


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH STAVITELNÉHO STABILIZÁTORU PŘEDNÍ NÁPRAVY VOZU FORMULE STUDENT

DESIGN OF FORMULA STUDENT FRONT AXLE ADJUSTABLE STABILIZER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN ŠEVČÍK

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PETR PORTEŠ, Dr.

BRNO 2012

Abstrakt

Jan Ševčík

Návrh stavitelného stabilizátoru přední nápravy vozu Formule Student

Diplomová práce je zaměřena na konstrukci stabilizátoru vozu Formule Student Dragon II vznikajícího na FSI. Práce navazuje na konstrukční návrh stabilizátoru vozu Dragon I Jana Krasuly. Úkolem této práce je analyzovat předchozí návrh, navrhnout efektivní metodu zpracování a navrhnout vlastní konstrukci, jejíž parametry budou převyšovat konstrukci původní. Nedílnou součástí konstrukce je vypracovat výrobní dokumentaci, podle které bude sestava stabilizátoru vyrobena.

Klíčová slova: stabilizátor, klopná tuhost, Formule Student, náprava, zavěšení

Abstract

Jan Ševčík

Design of Formula Student front axle adjustable stabilizer

Diploma thesis focuses to design anti roll-bar for Formula Student car Dragon II build in FME. This work follows the proposal anti roll-bar car Dragon I of Jan Krasula. Task of this work is analyses last design, introduce more effective method treatment, create own design with parameters which will be better then last design. An integral part design is prepare manufacture documentation which will be base for manufacture of this komponent

Keywords: anti roll-bar, roll stiffness, Formula Student, axle, suspension

Bibliografická citace

ŠEVČÍK, J. *Návrh stavitelného stabilizátoru přední nápravy vozu Formule student.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 78s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením
Ing. Petra Porteše, Dr. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 17. května 2012

.....

Poděkování

Rád bych na tomto místě poděkoval Ing. Petru Portešovi, Dr. za cenné rady a odborné vedení při zpracování této diplomové práce.

Obsah

Obsah	7
1 Úvod a cíl	9
2 Funkce stabilizátoru u motorových vozidel	10
3 Možná konstrukční řešení	13
3.1 Stabilizátory osobních automobilů	13
3.2 Stabilizátory sportovně užitkových vozů	15
3.3 Stabilizátory závodních vozů Rallye	16
3.4 Stabilizátory formulových vozů	18
4 Formule SAE	21
4.1 Cíl soutěže	22
4.2 Bodování soutěže	22
4.3 Statické disciplíny	23
4.4 Dynamické disciplíny	24
4.5 Zhodnocení	26
5 Popis mechanismu	28
6 Metodika	30
6.1 Volba přístupu k řešení	30
6.2 Náhrada pomocí prutů	32
6.3 Analytický výpočet průhybu a tuhosti prutu	33
6.4 Stanovení mezních stavů stabilizátoru	37
6.5 Kontrola výpočtů pomocí prutu v MKP	45
7 Konstrukční řešení	50
7.1 Kontrola řešení z roku 2011	50
7.2 Optimalizace parametrů stabilizátoru v prostředí Matlab	50
7.3 Kontrola 3D modelu stabilizátoru pomocí ANSYS	59

7.4	Optimalizace prutu pomocí programu Asys a Matlab	63
7.5	Výsledné konstrukční řešení.....	67
7.6	Zhodnocení.....	70
8	Závěr	72
9	Použité informační zdroje	73
10	Seznam použitých zkratk a symbolů	75
11	Seznam příloh	76

1 Úvod a cíl

Nejpoužívanějším dopravním prostředek dnešní doby je automobil, jež byl vynalezen před více než sto lety. Během této doby prošel velkou řadou změn. V raných dobách vývoje automobilu byla hlavní pozornost věnována motorům, které byly nejvíce exponovanou částí tehdejšího zájmu. Jakmile se podařilo automobil pomocí prvních motorů uvést do pohybu, začaly postupně růst požadavky na podvozek automobilu. První podvozky automobilů byly převzaty z kočárových vozů. S vývojem motorů šel také kupředu výkon vozů a tudíž i rychlost, kterou byl automobil schopen vyvinout.

Se zvyšující rychlostí bylo nutné čím dál tím více řešit jízdní vlastnosti vozu, pro něž již nebyl kočárový základ dostatečný. Postupně se tak začala snižovat výška vozu, řídítka kočáru byla nahrazena volantem, loukořová dřevěná kola byla nahrazena koly osazenými pneumatikou. Velké pozornosti se dočkaly i brzdy automobilů, jež na rozdíl od kočáru postrádaly přirozené brzdění koňmi. Stejně tak jako se staly brzdy nedílnou součástí dřívějších vozů, většina vozidel dnešní doby je vybavena stabilizátorem.

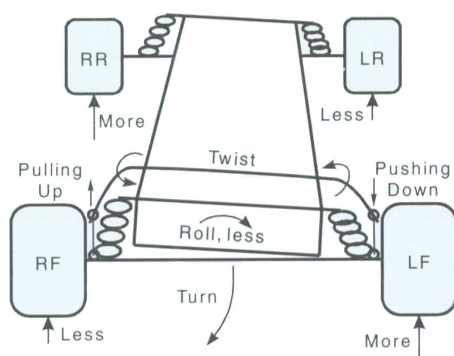
Komfortně nalažené pérování, které je požadavkem většiny dnešních osobních vozů vyžaduje užití měkce nalažených vozidlových pružin. Podvozek vybaven měkkými vozidlovými pružinami se v zatáčce příliš naklání a snižuje bezpečnost jízdy. Proto aby se nepříznivý vliv naklánění eliminoval užívají dnešní vozy stabilizátor.

Rovněž u závodních vozů je funkce stabilizátoru velmi důležitá. Naklánění karoserie při průjezdu zatáčkou ovlivňuje postavení pneumatiky k vozovce. Pozice pneumatiky vůči vozovce rozhoduje o velikosti přenesených sil, které jsou u závodních automobilů prvořadé.

Cílem této diplomové práce je analýza předchozího řešení z roku 2011, návrh efektivní metody zpracování a vlastní konstrukce, jejíž parametry by měly převyšovat konstrukci původní. Nedílnou součástí je vypracování výrobní dokumentace, podle níž bude sestava stabilizátoru vyrobena.

2 Funkce stabilizátoru u motorových vozidel

Stabilizátor je prvek zavěšení, který spojuje pravou a levou část nezávisle odpružené nápravy (Obr. č. 1). Jak říká Raimpell [1], účelem stabilizátoru je zmenšit klopení karoserie při průjezdu zatáčkou. Klopení karoserie vozu v zatáčce má nepříznivý vliv na kinematiku zavěšení a postavení kola vůči vozovce. Postavení kola vůči vozovce ovlivňuje přenesené síly na vozovku a tím i bezpečnost jízdy. Stabilizátor kromě zmenšení klopení v zatáčkách ovlivňuje i přetáčivost či nedotáčivost vozidla v zatáčce. Jako důsledek užití stabilizátoru dochází ke změně zatížení kol na nápravě. Tato změna ovlivňuje síly přenositelné pneumatikou na vozovku. Tuhostí stabilizátoru na přední a zadní nápravě je možné ovlivnit přetáčivost či nedotáčivost vozu.



Obr. č. 1 Stabilizátor spojující pravou a levou část nezávislého zavěšení [3]

Zdroj:

Popis mechanismu

Funkcí stabilizátoru je zmenšovat klopení karoserie během průjezdu zatáčkou. Zmenšení klopení je dosaženo zvětšením klopné tuhosti nápravy. Stabilizátor je koncipován tak, aby docházelo ke zvětšení tuhosti odpružení jen při jízdě zatáčkou. Funkce stabilizátoru při jednotlivých jízdních stavech je popsána níže.

Při přejezdu nerovnosti ležící napříč vozovkou dochází ke stejnosměrnému pohybu kol (kola se pohybují vertikálně ve stejném směru). V tomto případě se stabilizátor otáčí ve svém uložení a nijak nezasahuje do pohybu kol.

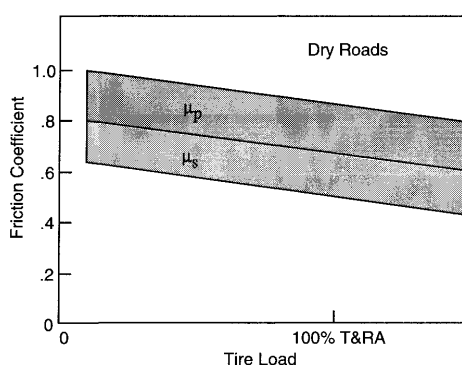
Při jízdě zatáčkou vzniká v těžišti vozu, které leží nad vozovkou, odstředivá síla. Tato síla je zachycována pneumatikami, které přenáší tuto sílu na vozovku. Síla zachycující pohyb vozidla na vozovce a síla odstředivá, která působí v těžišti, neleží ve stejné výšce a vzniká tak moment, který klopí karoserii během průjezdu zatáčkou. Během klopení dochází nestejnsměrnému pohybu kol (kola se vertikálně pohybují opačným směrem). Na tento nestejnsměrný pohyb kol reaguje stabilizátor, který je částečně deformován a částečně přenáší sílu na kolo na vnitřní straně zatáčky.

Velice důležité je také to, že stabilizátor funguje při rovné jízdě po nerovné vozovce, při které také dochází k nestejnsměrnému pohybu kol. Při tomto jízdním stavu funkce stabilizátoru nepříznivě ovlivňuje chování vozu.

Závislost přenesených sil na zatížení pneumatiky

Síly přenesené pneumatikou závisí na zatížení pneumatiky a na koeficientu tření, viz. vztah (1). Zatímco s rostoucí hmotností vozu roste lineárně i zatížení pneumatiky. Koeficient tření s rostoucím zatížením lehce klesá. Tuto závislost je možno pozorovat na grafu č. 1. Zanedbá-li se závislost zahřívání pneumatiky na zatížení, lze říci, že je nevýhodné pneumatiku zatěžovat víc než je tomu nutné. Nejlepšího poměru mezi váhou vozu a silami přenositelnými pneumatikou lze dosáhnout při co nejnižší možném zatížení náprav (nejmenší váze vozu).

$$F_w = W_w * \eta \quad (1)$$



Graf. č. 1 Závislost koeficientu tření na zatížení pneumatiky

Zdroj: [2]

Přenesené síly a klopná tuhost

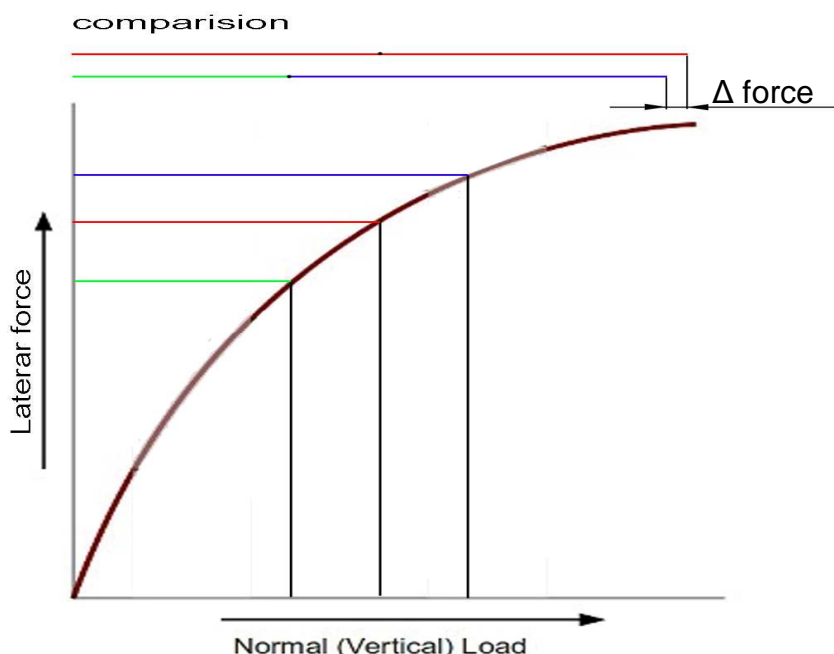
Stabilizátor vozu se podílí na velikosti klopné tuhosti nápravy a tím i velikosti sil působících na jednotlivá kola, viz. vztah (2), zdroj [2]. Se zvětšující se

klopnou tuhostí nápravy roste i poměr (rozdvážení) mezi zatížením vnitřního a venkovního kola. Vliv rozvážení pneumatik na přenositelné síly je zobrazen v grafu č. 2. Součet sil dvou stejně zatížených kol (červená) je vždy větší, než součet rozdílně zatížených kol (zelené a modré).

$$F_{zo} = F_{zi} + 2F_y * \frac{hr}{t} + 2K_{\Phi} * \frac{\Theta}{t} \quad (2)$$

- F_{zo} - vertikální zatížení venkovního kola;
- F_{zi} - vertikální zatížení vnitřního kola;
- F_y - boční síla (odstředivá síly);
- hr - výška těžiště;
- t - rozchod kola ;
- K_{Φ} - klopná tuhost;
- Φ - úhel natočení karoserie.

Lze tedy říct, že příliš tvrdý stabilizátor omezuje klopení karoserie, zvětšuje však rozvážení mezi koly nápravy. Naopak příliš měkký stabilizátor neovlivňuje tolik rozvážení kol, ale nezabraňuje nepříznivému klopení karoserie. Z toho vyplývá, že tuhost stabilizátoru je vždy kompromisem mezi zmenšením klopení a zvětšením rozvážení zatížení pneumatik.



Graf. č. 2 Vliv zatížení kol na přenos bočních sil

Zdroj: [21]

3 Možná konstrukční řešení

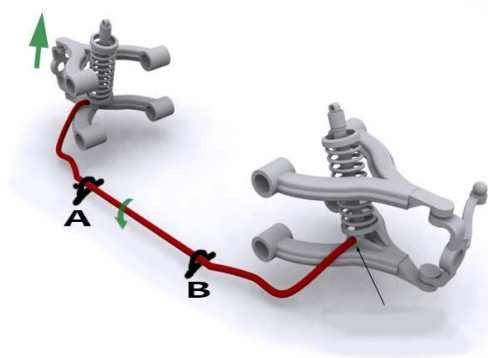
Jak již bylo řečeno v předchozí kapitole, stabilizátor omezuje nepříznivý jev klopení karoserie a ovlivňuje stykové síly pneumatiky s vozovkou. To je hlavní důvod proč je dnes stabilizátor používán u většiny osobních, užitkových a závodních vozů. V této kapitole budou rozebrány různé konstrukce stabilizátorů napříč různými kategoriemi vozidel.

3.1 Stabilizátory osobních automobilů

Osobní automobily v dnešní době téměř bezvýhradně používají stabilizátor na obou nápravách. Hlavním důvodem užití stabilizátoru je zmenšení klopení karoserie vedoucí ke zlepšení jízdních vlastností. Možnost ovlivnit přetáčivost a nedotáčivost vozu tuhostí stabilizátoru. Oba tyto jevy vedou ke zvýšení aktivní bezpečnosti.

U stabilizátor

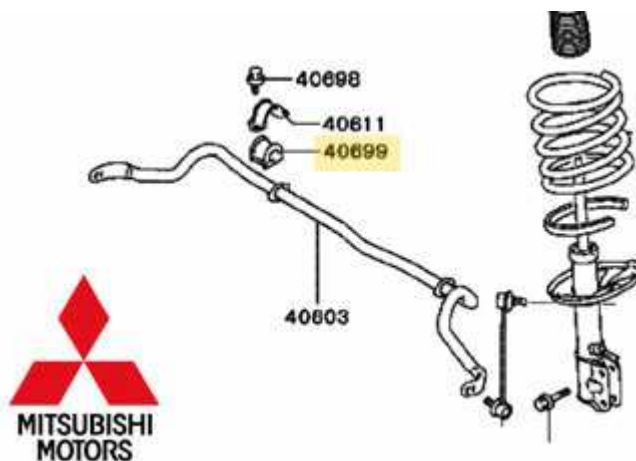
Stabilizátor tvaru U je nejběžnější konstrukce stabilizátoru u osobních automobilů. Hlavní výhodou je konstrukční jednoduchost a nízké výrobní náklady. Stabilizátor na obr. č. 2 představuje červená zkrutná tyč. Při stejnosměrném pohybu kol se tyč otáčí v uložení A a B. Při nestejnosměrném pohybu je tyč na obou krajích zatěžována opačně orientovanými silami. Tyto síly vyvolávají namáhání ohybem (krajní ramena) a krutem (střední část). Tuhost stabilizátoru závisí na velikosti deformace tyče. Deformace je závislá na geometrických parametrech tyče, zvláště na délce ramen, délce střední části a průměru tyče.



Obr. č. 2 Stabilizátor tvaru U

Zdroj: [7]

Druhou aktivní variantou zapojení stabilizátoru je systém užitý na obr. č. 3. Stabilizátor není pevně zasazen do ramene nápravy, ale je spojen pomocí táhla. Výhodou tohoto řešení je menší namáhání tyče ve spojení s mechanismem. Nevýhodou tohoto řešení je častý vznik vůlí v kloubovém uložení.

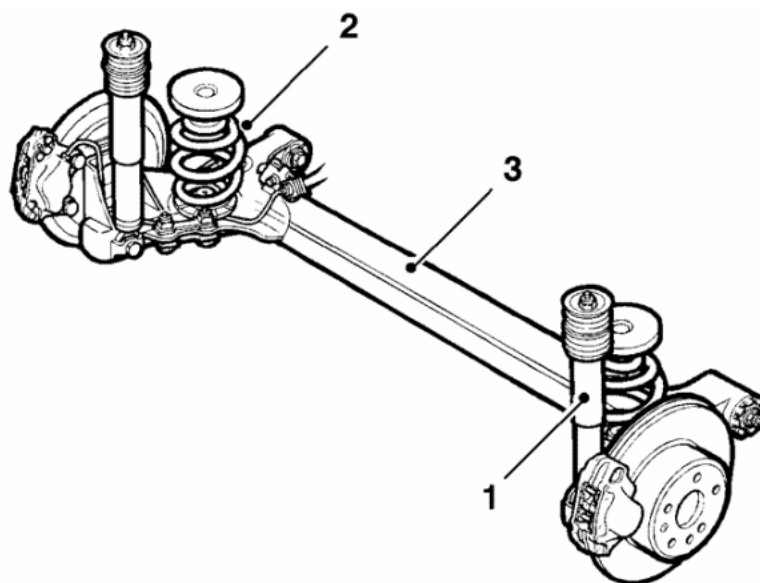


Obr. č. 3 U stabilizátor spojen s pružící jednotkou pomocí táhla

Zdroj: [8]

Torzní příčka

Torzní příčka je řešení často užívané na nepoháněných zadních nápravách osobních automobilů. Kliková náprava na obr. č. 4 má ramena spojená pomocí U profilu. Při stejnosměrném propružení tento profil udržuje díky své velké ohybové tuhosti pozici obou kol vůči sobě neměnnou. Při nestejnosměrném propružení dochází k deformaci krutem a příčka slouží jako stabilizátor.

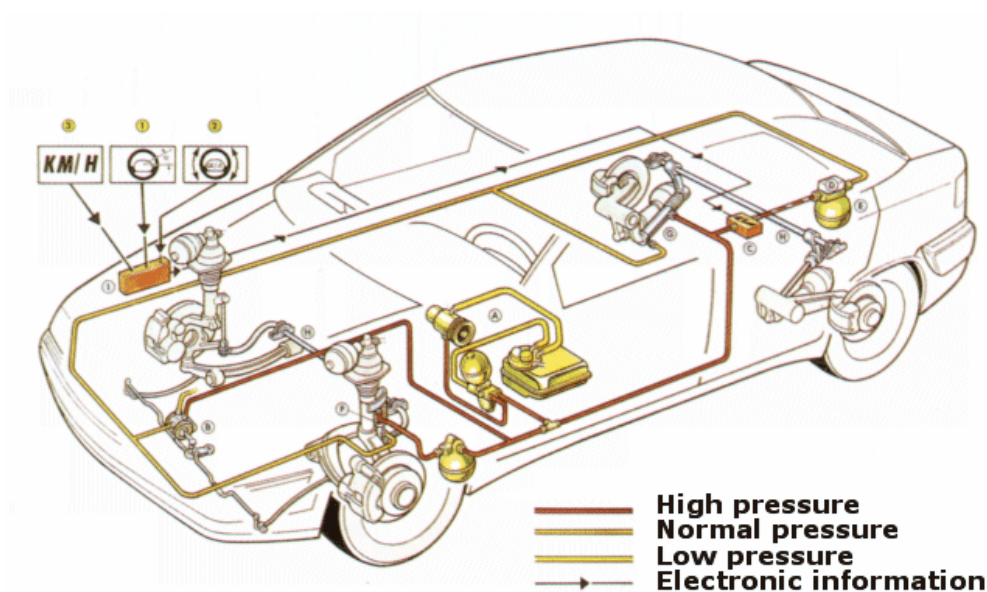


Obr. č. 4 Kliková náprava

Zdroj: [6]

Hydropneumatické odpružení

Systém hydropneumatického odpružení byl poprvé testován na automobilu Citroen DS v letech 1955 až 1968. Tento systém nepoužíval konvenční konfiguraci tlumič a vinutá pružina, nýbrž hydropneumatické odpružení. Tento systém odpružení byl sériově nasazen ve voze Citroen Xantia na obr. č. 5. Systém hydraulicky spojuje pravou a levou část nápravy a umožňuje tak ovlivnit klopnou tuhost v závislosti na jízdních podmínkách.



Obr. č. 5 Hydropneumatické odpružení vozu Citroen Xantia Aktiva

Zdroj: [12]

3.2 Stabilizátory sportovně užitkových vozů

Sportovně užitkové vozy se od ostatních osobních automobilů liší stavbou karoserie a nároky na širokou použitelnost vozu. Celkově vyšší stavba vozu nepříznivě ovlivňuje výšku těžiště, která způsobuje větší klopení karoserie vozu. Vůz má být zároveň použitelný v terénu, kde je využívání stabilizátoru nevýhodné. Stabilizátor v terénu omezuje zdvihy kol a snižuje trakci.

Tyto požadavky, které jsou protichůdné, vyústili u většiny vozidel této kategorie v používání adaptabilních systémů. Společnost BMW přišla se systémem Adaptive Drive (Obr. č. 6). Tlumiče i stabilizátor jsou elektronicky doregulovány na základě veličin snímaných během jízdy. Tuhost stabilizátoru, jakožto i celého podvozku kromě elektroniky, může ovlivnit i řidič zvolením jízdního módu.



Obr. č. 6 Systém adaptive drive

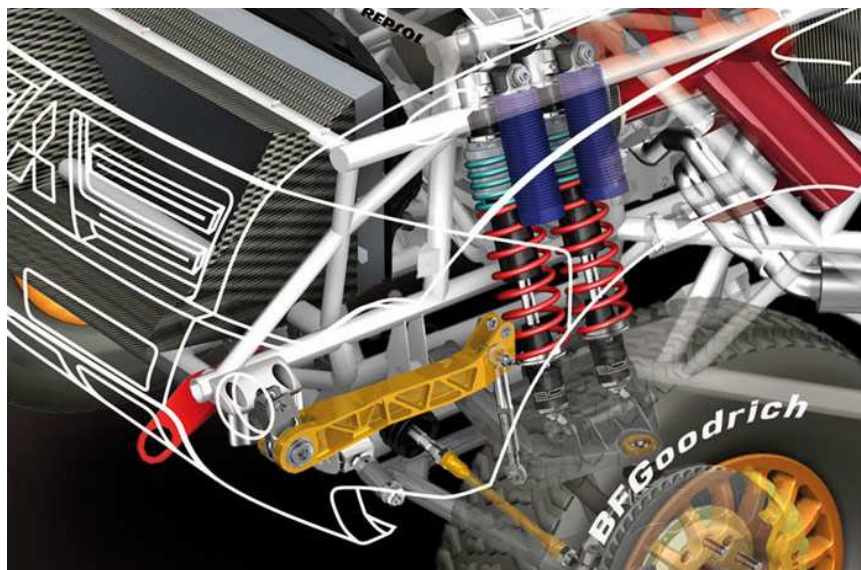
Zdroj: [6]

Systémy aktivních stabilizátorů i celých podvozků vyvinuly i další automobily. Všechny tyto systémy fungují na stejném principu. Na základě pokynů z řídicí jednotky jsou upravovány charakteristiky tlumičů, odpružení a stabilizátorů. Mercedes-Benz používá systém Active Curve System s adaptivním vzduchovým pérováním a aktivními tlumiči. Toyota vsází na Kinetic Dynamic Suspension System s hydraulickou regulací stabilizátorů. PSA vyvinula Dynamic Rolling Control systém hydraulicky spřažených tlumičů.

3.3 Stabilizátory závodních vozů Rallye

U závodních vozů je kladen ještě větší důraz na jízdní vlastnosti než je tomu u osobních automobilů. Zatímco u civilních automobilů jde především o komfort a bezpečnost, u závodních vozů jde o vteřiny dělící vítěze od poražených. Vítězství v prestižních světových seriálech přináší automobilovým značkám nemalý věhlas, proto jsou systémy odpružení závodních automobilů absolutní špičkou. U malého množství vyráběných vozů nehrají hlavní roli náklady, ale technická úroveň.

Vozy jezdící rallye se dají dále rozdělit do kategorií vytrvalostních závodů typu Paříž - Dakar a závodů série WRC a podobných. Vytrvalostní závody kladou velký důraz na spolehlivost vozu a jízdní vlastnosti ve volném terénu. U těchto vozů se proto často setkáváme s vypínatelnými stabilizátory jako na obr. č. 7.



Obr. č. 7 Mitsubishi Pajero MPR13 s vypínatelným stabilizátorem

Zdroj: [9]

Automobily seriálu WRC a podobných nejezdí volným terénem, proto vypínání stabilizátoru v této kategorii nemá smysl. Časové rozdíly ve více než 300 km dlouhých soutěžích však bývají často menší než 5s. To je hlavní důvod proč musí být podvozek těchto vozů perfektní za jakýchkoli podmínek, v jakékoli zemi, na jakémkoli povrchu, za jakéhokoli počasí. Požadavky na stabilizátor pro soutěž jedoucí se na hladkém asfaltu nebo severských ledech pokrytých cestách jsou různé. Pro různé typy závodních povrchů jsou potřeba jinak tuhé stabilizátory. Tyto požadavky řeší týmy vyměnitelnými stabilizátory jako například Subaru svými titanovými zkrutnými tyčemi různých průměrů (Obr. č. 8)



Obr. č. 8 Přední stabilizátory Subaru Impreza WRC

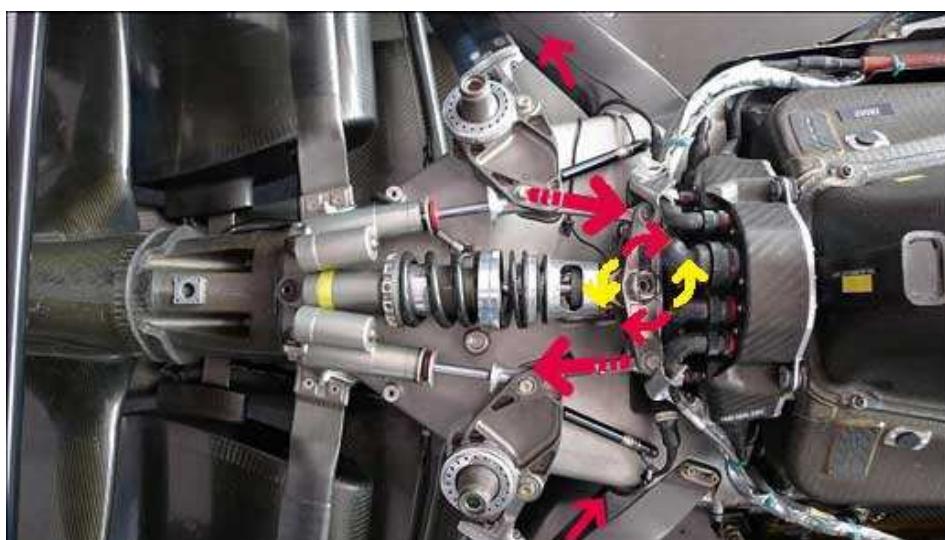
Zdroj: [13]

3.4 Stabilizátory formulových vozů

Vozy formulového typu se pohybují po okruzích s perfektně hladkým asfaltem. Požadavky na stabilizátor pro takovéto podmínky se značně liší od všech předchozích aplikací. Nejlepšího času je dosaženo kroužením po stále stejné trati. To je důvod proč musí být nastavení vozu absolutně precizní a přesně odpovídat požadavkům tratě. V žádném automobilovém sportu nejsou podmínky tak konstantní jak na okruzích, proto je i finální naladění vozu na tyto podmínky nejpreciznější.

Stabilizátor tvaru T

Tento stabilizátor využívá ve Formuli 1 tým Red Bull Racing. Při stejnosměrném propružení se stabilizátor typu T pohybuje v ose tlumiče. Nestejnosměrné propružení kol vede k pochodům označených na obr. č. 9. Červené šipky ukazují pohyb jednotlivých komponent, žluté šipky ukazují torzní namáhání stabilizátoru.

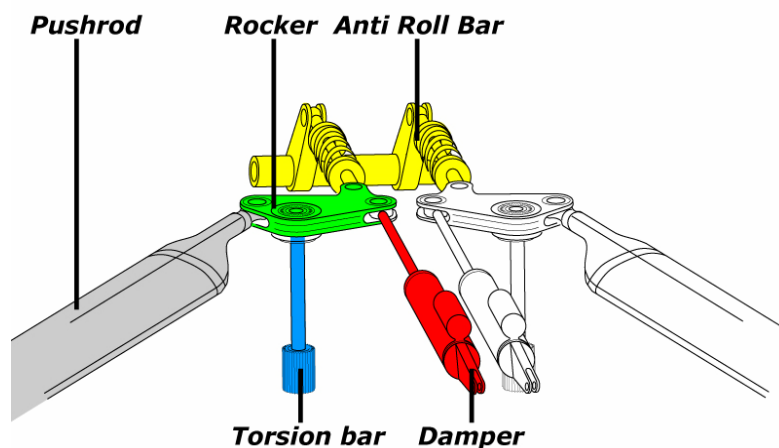


Obr. č. 9 Stabilizátor tvaru T, Red Bull Racing

Zdroj: [10]

Stabilizátor tvaru U s vinutými pružinami

Stabilizátor tvaru U s vinutými pružinami je užívaný týmem Ferrari ve Formuli 1. Při stejnosměrném propružení se stabilizátor (na obr. č. 10 žlutý) otáčí ve válcovém uložení. Při nestejnosměrném propružení dochází k deformaci pružin na stabilizátoru. Tuhost stabilizátoru je nastavena pomocí tuhosti vložených pružin.



Obr. č. 10 Stabilizátor týmu Ferrari

Zdroj: [14]

Zkrutné stabilizátory tvaru U

Tento druh zkrutného stabilizátoru funguje na podobném principu jako klasický „U“ stabilizátor osobního automobilu. Konstrukce se liší v provedení ramínek, která jsou osazena více dírami umožňující změnu přepákování stabilizátoru (Obr. č. 11). Tímto přepákováním se mění i tuhost celého systému. Stabilizátor užitý v konfiguraci podvozku typu pull-rod je spojen s zbytkem mechanismu pomocí vahadla z hliníkových plechů.

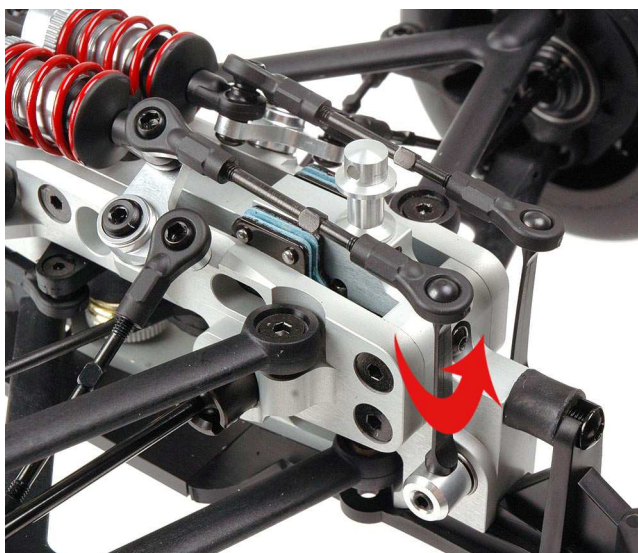


Obr. č. 11 Systém odpružení týmu Formule Studen z univerzity Eindhoven

Zdroj: [4]

Břítový stabilizátor

Břítový stabilizátor je čteně používané řešení stabilizátoru. Stabilizátor funguje na principu změny průřezového modulu. Břítový stabilizátor se může vůči působící síle různě natočit a změnit svoji tuhost (Obr. č. 12, červená šipka). Výhodou tohoto řešení je možnost přidat do systému táhla, kterými je upravována tuhost stabilizátorů během jízdy.



Obr. č. 12 Břítový stabilizátor

Zdroj: [15]

4 Formule SAE

Formule SAE vznikla v roce 1981 jako konstrukční soutěž pro studenty vysokých škol. Zakladatelem této soutěže byla inženýrská organizace SAE (Society of Automotive Engineers). Účelem této soutěže bylo podpořit vzdělávání nové nastupující generace inženýrů a obohatit ji o praktické zkušenosti.

Po úspěšném začátku soutěže v USA byla myšlenka uspořádání těchto soutěží převzata i evropskými inženýrskými asociacemi. První soutěž v Evropě byla uspořádána pod hlavičkou IMECHE (Institution of Mechanical Engineers) v Anglii. Proběhla v roce 1998 pod názvem Formula Student, pod kterým vystupuje v Evropě do dnešní doby. Tato soutěž má i dnes velkou popularitu, která byla umocněna přestěhováním na světově známí okruh Silverstone v roce 2007. Soutěže na Silverstone jsou pravidelně navštěvovány velkým počtem týmů z celého světa. V roce 2011 soutěž navštívilo více než 2 300 studentů z více jak 30 zemí rozdělených do 110 týmů (obr. č. 13)



Obr. č. 13 Hojná účast na okruhu Silverstone

Zdroj: [16]

Velkých úspěchů a popularity dosáhly soutěže i na evropském kontinentu. V současné době je jen v Evropě pořádáno sedm soutěží, a to v Anglii,

Německu, Rakousku, Maďarsku, Španělsku, Itálii a Rusku. Soutěže nejsou jen doménou USA a Evropského kontinentu, pořádají se i v dalších destinacích jako je Japonsko, Austrálie, Brazílie. Po celém světě se Formule Student účastní více než 300 týmů, což dělá z této události největší motoristicko- vzdělávací akci.

4.1 Cíl soutěže

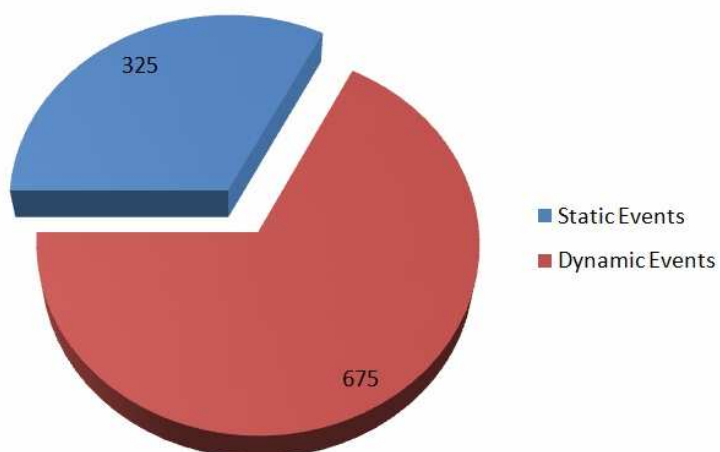
Cílem soutěže je navrhnout, vyrobit postavit jednomístné závodní auto pro neprofesionálního jezdce. Tento automobil musí být dobře ovladatelný, dostatečně výkonný, spolehlivý, bezpečný, esteticky pohledný, ekologický a vyrobený s optimalizovanými náklady. Požadavky na tento automobil reflektují zájem skutečného trhu a umožňují studentům pohlédnout na problém očima skutečných výrobců.

S takto navrhnutým automobilem se studenti účastní vybraných soutěží, kde je prověřeno jejich porozumění dané problematice, které je završeno otestováno během závodu. Závody prověří nejen připravenost týmů a kvalitu úprav a návrhů užitých na závodním vozidle, ale také testují kvalitu marketingových, manažerských a logistických dovedností.

Cílem pořadatelů soutěže je rozrušit a povzbudit mladé lidi k inženýrské kariéře. Vytvořit výzvu pro univerzity a jejich studenty. Formát soutěže nabízí ideální možnost pro studenty, jak demonstrovat jejich schopnosti komplexního inženýrství.

4.2 Bodování soutěže

Soutěž Formule Student se skládá ze dvou částí. První je část statických disciplín, při kterých auto nesoutěží na trati, ale před odbornou porotou, kde studenti obhajují své řešení. Tato první část tvoří zhruba jednu třetinu hodnocení, viz. graf. č. 3. Druhou částí hodnocení jsou dynamické disciplíny, během kterých závodí vůz na trati a body jsou přidělovány dle jízdních výkonů. Závod Formule Student je komplexním hodnocením inženýrské práce od vlastního návrhu až po jízdní výkon navrženého stroje.



Graf. č. 3 Rozdělení bodů na soutěži

Zdroj: [16]

4.3 Statické disciplíny

V této části budou podrobně rozebrány statické disciplíny, které v soutěži hodnotí řešitelskou část konstrukčního úkolu. Nehodnotí se zde pouze konstrukční návrh, ale celá koncepce stavby zahrnující nezbytné aspekty, kterými jsou náklady a obchodní plán.

Návrh (design) – 150 bodů

V této části je hodnocen konstrukční návrh formule (obr. č 14), zpracování a kvalita součástí, které tým navrhl. Určitá část hodnocení je věnována i nakupovaným součástem, kde se hodnotí vhodnost nakoupených dílů pro daný účel. Součástí hodnocení části návrh je také porozumění studentů problematice a jejich schopnost obhájit dané řešení.

Cena (price) - 100 bodů

Dalším velmi důležitým aspektem je hodnocení ceny. Hodnotí se zde výrobní a montážní cena všech částí formule. Účelem je naučit účastníky, že cena a rozpočet jsou důležitými faktory, které musí být zváženy při každém konstrukčním úkolu [FSAE]. Všechny týmy musí vypracovat montážní kusovník, zahrnující všechny části formule včetně spojovacího materiálu. Ke každé položce je přiřazena cena dle normalizované tabulky nákladů. Tato tabulka zajišťuje stejné podmínky pro týmy ze všech zemí, bez zatížení ekonomickou a tržní situací. Cena formule je prezentována před odbornou

porotou, která kontroluje správnost nacenění i kompletnost kusovníku, v kterém nesmí žádná součást chybět.



Obr. č. 14 Konstrukční návrh Dragon 2

Prezentace – obchodní záměr (presentation-business case) - 75 bodů

Cílem této disciplíny je přesvědčit porotu o kvalitě obchodního záměru, který je zaměřen na distribuci a prodej závodního vozu amatérskému víkendovému jezdcí. Úkolem je přesvědčit manažery v odborné porotě, že návrh nejlépe splňuje tyto požadavky. Na prezentaci jsou oceňovány prvky jako je obsah, organizace, vizuální zpracování a schopnost odpovídat na otázky poroty.

4.4 Dynamické disciplíny

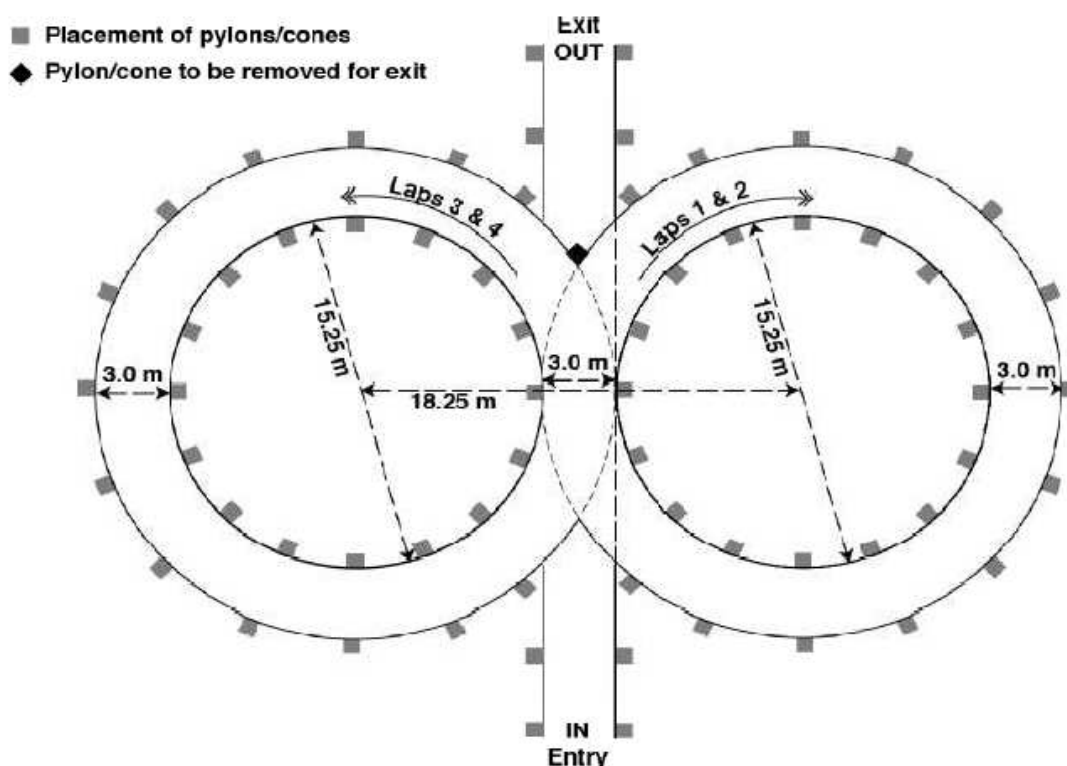
Dynamické disciplíny hodnotí výkonnostní úroveň strojů na trati. Slouží jako zhodnocení kvality konstrukčního návrhu jako celku, naladění celého stroje a jeho spolehlivost. Jako nepřímý ukazatel konstrukční úrovně slouží výkon vozu na trati, které často odpovídá velikosti a pokročilosti uprav na autě provedených.

Akcelerace na 75 metrech (acceleration) – 75 bodů

V této disciplíně se akceleruje stroj na přímé trati dlouhé 75 m. Hodnotícím kritériem je čas potřebný k projetí tohoto úseku. Rozhodujícím parametrem, který přímo ovlivňuje výsledek je poměr výkon/váha.

„Osmička“ (skid-pad) – 50 bodů

Tato disciplína hodnotí ovladatelnost vozu v zatáčkách. Vůz projíždí trať ve tvaru osmičky (obr. č. 15). Závod startuje na rovné části na obr. č. 15 označené „in“. Po startu vjíždí vůz do pravého kruhu, který 2x vykrouží a přejede do kruhu na levé straně. Levý kruh vůz také 2x vykrouží a vyjede výjezdem „out“. Při této disciplíně je měřen celkový čas, k tomuto času jsou připočteny penalizace za zhození kuželu 0,25s/ks. Dle výsledného času jsou rozdělen body.



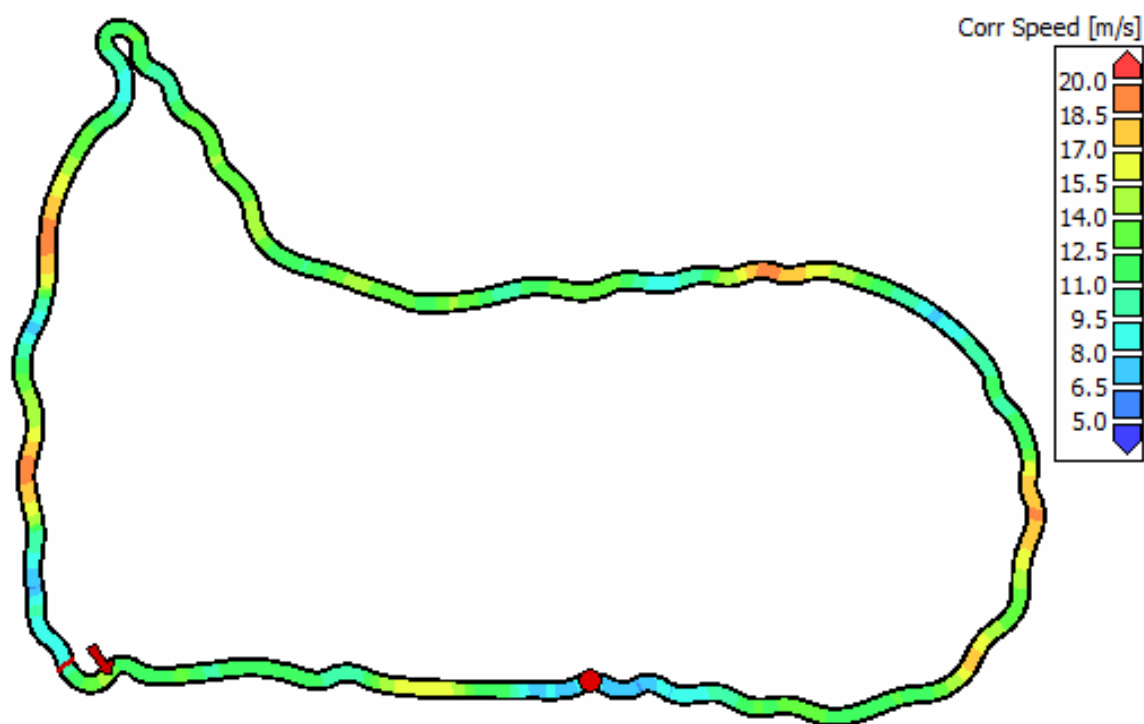
Obr. č. 15 Trať disciplíny „skid-pad“

Zdroj: [11]

Sprint – 150 bodů

Sprint je jednokolový závod na trati vymezené kužely (Obr. č. 16), která je postavená tak, aby vozidla nedosahovala rychlosti vyšší než 100km/h (27m/s). Definice základních parametrů tratě je zanesena v pravidlech FSAE [11]. Základní parametry popisují maximální délku rovinek a tvary zatáček,

z kterých je závod sestaven. Charakteristika závodu nejlépe vyhovuje lehkým snadno řiditelným vozidlům s malým rozvorem náprav. Body z této disciplíny se přidělují na základě času dosaženého při průjezdu, ke kterému jsou připočítány penalizace za zhození kuželu 2s/ks.



Obr. č. 16 Trať závodu popisující dosaženou rychlost

Zdroj:[17]

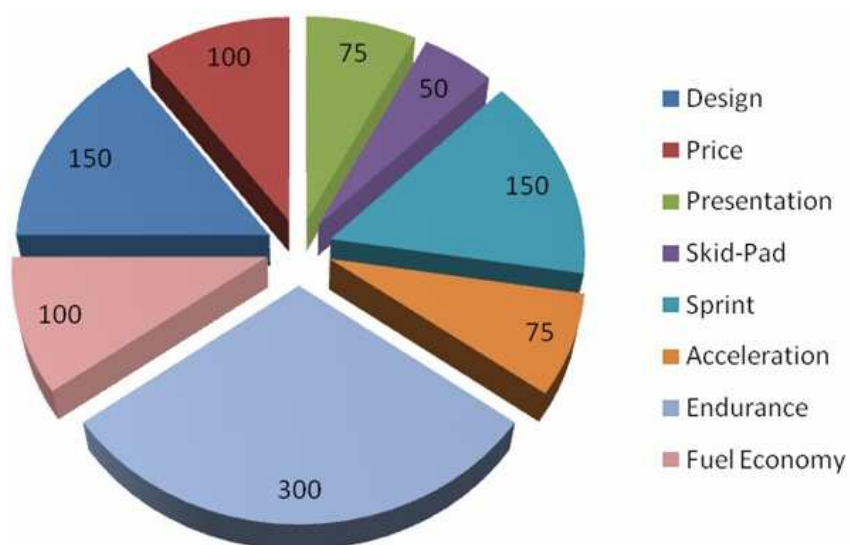
Vytrvalost & spotřeba paliva (endurance & fuel economy) 300 + 100 bodů

Vytrvalostní závod se jede na trati dlouhé cca 21km se střídáním jezdců v polovině závodu. Střídání jezdců není započítáno do výsledného času, který se opět skládá z celkového času stráveného na trati a penalizací za zhození kuželů. Tato disciplína nezahrnuje jen výkon a vytrvalost vozu, ale také spotřebu paliva na trati. Jedna desetina bodů, které lze na celém závodě získat připadá na spotřebu paliva, což motivuje týmy tuto v posledních letech probíranou problematiku také řešit.

4.5 Zhodnocení

Formule Student je velice komplexní soutěž postihující všechny faktory důležité k úspěchu nejen v motorsportu, ale v jakékoli jiné technické praxi. Závody jsou velice dobrou motivací, jak studenty zapojit do této problematiky již během studia a vychovat budoucí generaci „world leading engineer“ [11].

Návrh stabilizátoru ovlivňuje body získané ve všech disciplínách (graf č. 4) kromě prezentace a akceleraace. Jeho návrh proto musí reflektovat komplexní požadavky celé soutěže.



Graf. č. 4 Rozdělení bodů celé soutěže

Zdroj: [16]

5 Popis mechanismu

V této kapitole bude popsáno přední zavěšení kol a mechanismus předního stabilizátoru vozu Dragon 2. Budou zde popsány jednotlivé komponenty zavěšení, funkce těchto komponent a vysvětleny důvody užití tohoto mechanismu.

Mechanismus předního zavěšení na obr. č. 17 se skládá z těchto částí:

1. Spodní A rameno;
2. Horní A rameno;
3. Tažné tyče (pull-rod);
4. Vahadla;
5. Tlumiče a integrované pružiny;
6. Táhla stabilizátoru;
7. Břítového stabilizátor;
8. Uložení břítového stabilizátoru;
9. Převodky řízení;
10. Tyče řízení;
11. Vozidlového kola.

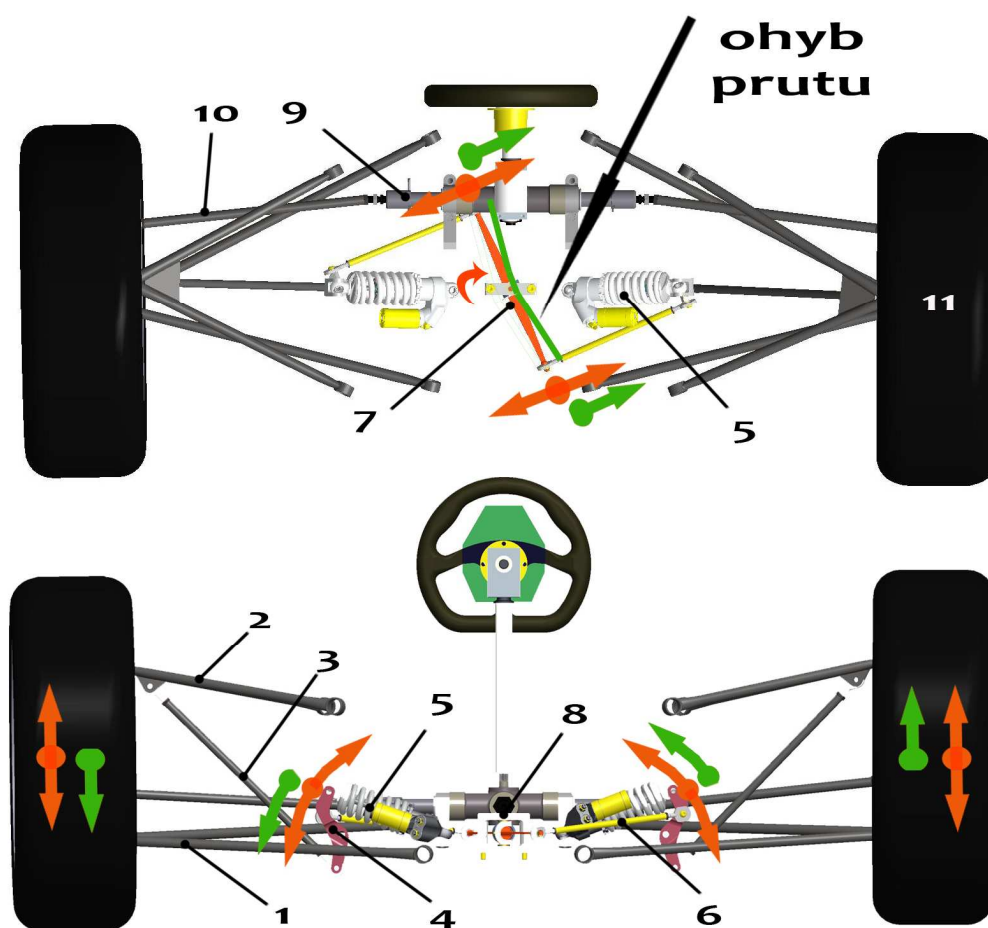
Přední zavěšení je složeno z dvojice ramen (1,2) a tyče řízení (10). Pomocí těchto částí je vedeno kolo (11). O přenos svislých sil z kola na rám vozidla se starají spojovací tyče (3), vahadlo (4), tlumící a pružící jednotka (5). Při propružení kola směrem nahoru je tyč (3) spojující tlumič (5) a horní rameno (2) tažena, proto je tento systém zavěšení nazýván „pull-rod“. Vahadlo (4) mezi tažnou tyčí (3) a tlumičem (5) nezajišťuje pouze přenos sil tímto spojením, zároveň při specifických jízdních stavech přenáší přes stabilizátor (7) síly mezi levou a pravou částí zavěšení.

Hlavním důvodem užití systému „pull-rod“ je snížení těžiště vozu díky použití prvků odpružení ve spodní části vozidla. Pozitivní vliv na výšku těžiště je vyvážen komplikovanější zástavbou všech komponent a omezeným prostorem pro stabilizátor.

Funkce stabilizátoru byla podrobně rozebrána v předchozích kapitolách. Zde bude proto rozebrána jen kinematika tohoto systému. Na obr. č 17 jsou šipkami označeny pohyby kola. Oranžovými šipkami jsou označeny pohyby

součástí, při kterých kola na pravé i levé části nápravy vykonávají stejnsměrný pohyb. Kola na obou stranách se zároveň pohybují nahoru a dolů. Vahadla přenáší pohyb na konce stabilizátoru, které jsou tlačeny opačným směrem a dochází k natáčení stabilizátoru (oranžová šipka).

Při nestejnsměrném pohybu kol, označeném zelenými šipkami, dochází k posuvu jednoho kola směrem nahoru a druhého směrem dolů. Jde o typický jev, který nastává při průjezdu zatáčkou. V tomto okamžiku začíná svou funkci plnit stabilizátor. Vahadla pohybují spojovací tyčí ve směru zelených šipek. Břit stabilizátoru je deformován. Část energie pohybu je uchována v deformaci stabilizátoru, druhá část se přenáší na venkovní kolo (v tomto případě levé). Závislost mezi energií uchovanou v deformaci stabilizátoru a energií přenesenou na druhé kolo bude popsána v dalších kapitolách.



Obr. č. 17 Mechanismus stabilizátoru

6 Metodika

Úvodem této kapitoly bude stanoven přístup k řešení návrhu stabilizátoru. Budou rozebrána možná řešení daného problému. Dojde ke stanovení hraničních podmínek funkce stabilizátoru. Budou definovány vlastní důležité pojmy. Následně bude podrobně popsána analytická výpočtová část, která bude zkontrolována s využitím metody konečných prvků (dále MKP).

6.1 Volba přístupu k řešení

V porovnání s diplomovou prací s názvem Návrh stabilizátoru automobilu [18] Jana Krasuly z roku 2011 (dále řešení 2011) bylo pro výpočet stabilizátoru užito jiného přístupu, (viz. vývojový diagram na obr. č. 18). V předešlé práci byl návrh stabilizátoru zpracován na základě 3D modelu jeho importu do systému MKP a jeho následnému výpočtu. Takto získané výsledky byly pro prvotní fázi výpočtu příliš těžkopádné a zdlouhavé.

Pro urychlení počátečního návrhu stabilizátoru bylo v této práci využito zjednodušení stabilizátoru pomocí prutu s proměnným průřezem. Pro další zjednodušení výpočtu bylo využito roviny symetrie. Podrobnější popis výpočtu pomocí prutů bude uveden v samostatné kapitole 6.2.

Zjednodušení stabilizátoru na břit a analytický výpočet jeho deformace, potažmo tuhosti, v programu Matlab umožnilo velice rychlý návrh rozměru potřených pro dosažení požadované tuhosti. Toto řešení se ukázalo zároveň jako velice vhodné pro výpočet maximálních sil působících na stabilizátor. Tyto síly jsou přímo závislé na jeho tuhosti. Pro danou konfiguraci je možno spočítat tuhost a z ní síly působící na stabilizátor. Tato problematika bude podrobně rozebrána v kapitole 6.4.2.

Při znalosti maximálních působících sil je možno zjistit napětí působící v prutové náhradě stabilizátoru. Výpočet maximálního napětí v průřezu stabilizátoru umožňuje optimalizovat návrh nejen z hlediska pružnosti (tuhosti), ale zároveň z hlediska pevnosti. Analytický výpočet umožňuje zjednodušený komplexní návrh stabilizátoru vozu Formule Student.

Na analytický výpočtový návrh z programu Matlab navazuje vytvoření 3D modelu v parametrickém CAD softwaru Pro Engineer. Takto vytvořený 3D model odpovídá parametrům vypočteného prutu. Tento model je dále upraven dle požadavků na vyrobiteľnost, zastavitelnost a smontovatelnost sestavy.

Při úpravě 3D modelu vznikají odlišnosti od prutu navrženého analytickým výpočtem. Model je proto nutné ověřit pomocí výpočtu MKP. Pro tuto kontrolu byl vybrán program Ansys, který prověří odlišnosti ovlivňující deformace a napětí v modelu. Zároveň jsou také vypočteny deformace mimo krajní polohy (natočení 0° a 90°) nastavení stabilizátoru, které nejsou součástí analytického výpočtu.

Hodnoty vypočtených deformací jsou zadány do druhé výpočtové části v programu Matlab. Tento výpočet určí síly působící na stabilizátor definovaný 3D geometrií při všech natočeních. Tyto síly jsou znovu zadány do programu Ansys, který vypočítá napětí v modelu. Po zjištění maximálních napětí v modelu je model upraven, optimalizován a celý návrh 3D modelu začíná od znovu. Výsledného řešení bylo dosaženo pomocí několika takovýchto interací.

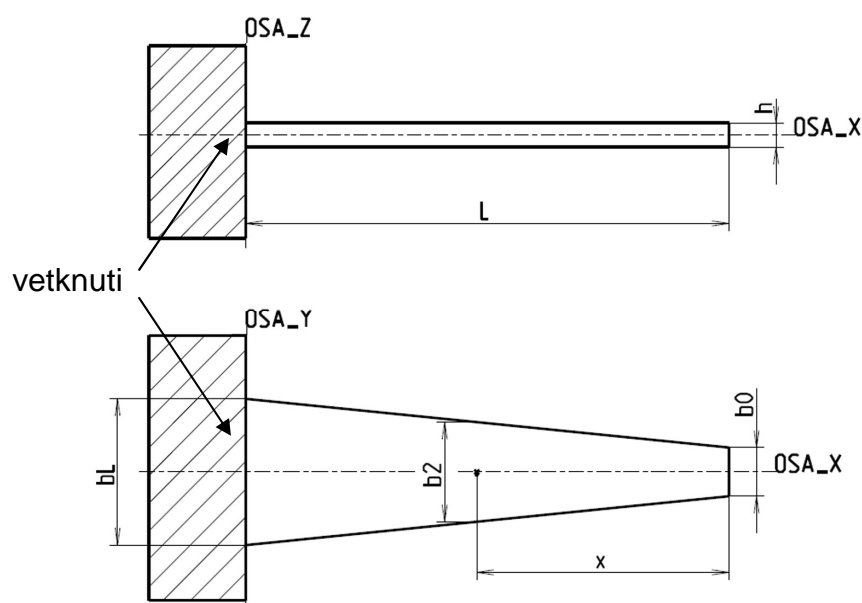


Obr. č. 18 Popis průběhu návrhu břítového stabilizátoru. Modré políčka představují analytický výpočet. Červená políčka zobrazují výpočet pomocí MKP.

6.2 Náhrada pomocí prutů

6.2.1 Popis prutu

Pro zjednodušení návrhu je zapotřebí nahradit 3D model prutem. Jako prut nejlépe popisující tvar břitového stabilizátoru byl zvolen prut obdélníkového průřezu s délkově proměnlivou šířkou „B2“ (obr. č. 19). Tento prut díky zjednodušení pomocí symetrie kolem osy Z odpovídá polovině výsledného břitu.



Obr. č. 19 Zjednodušení břitu na prut

Břit je označen pomocí parametrů délky „ L “, výšky „ h “ a šířky „ b_L “ a „ b_0 “. Pod těmito názvy budou tyto „geometrické parametry“ vystupovat v celé práci.

Všechny tyto geometrické parametry je možné během analytického výpočtu měnit. Téměř okamžitě je možno pozorovat změnu hledaných parametrů stabilizátoru a dojít k nejlepší možné konfiguraci. Aktuální šířka „ b_2 “ je vypočítána z hodnot šířky na krajích a okamžité vzdálenosti na střednici „ x “.

6.2.2 Výpočet prutu v programu Maple

Výpočet průhybu prutu byl proveden v programu Maple 12, který dokáže základní vzorec (3) analyticky integrovat. Základní vzorec (3) popisuje křivost prutu [19], tento vzorec je potřeba integrovat a získat vzorec natočení prutu (4). Integrací vzorce natočení (4) je vypočten hledaný vzorec posunutí (5). Vzorec posunutí je převeden do programovacího jazyku Matlab, kde jsou provedeny další výpočty.

$$ddlu = \frac{12 F x}{E \left(b0 + \frac{bp x}{L} \right) h^3} \quad (3)$$

$$dlu_C = \frac{12 F L^3 \left(-\frac{1}{bp^2 (b0 L + bp x)} + \frac{b0 L}{2 bp^2 (b0 L + bp x)^2} \right)}{E h} + C_1 \quad (4)$$

$$lu_C = \frac{6 F L x^2}{E h^3 bp} - \frac{12 F L^3 b0^2 \ln(b0 L + bp x)}{E h^3 bp^3} - \frac{12 F L^2 b0 \ln(b0 L + bp x) x}{E h^3 bp^2} + \frac{12 F L^3 b0^2}{E h^3 bp^3} + \frac{12 F L^2 b0 x}{E h^3 bp^2} + C_1 x + C_2 \quad (5)$$

6.3 Analytický výpočet průhybu a tuhosti prutu

Jelikož se předpokládá další vývoj stabilizátoru v následujících letech, bude tato část diplomové práce zpracována jako ucelený návod pro výpočet stabilizátoru. V jednotlivých částech bude vysvětlen postup výpočtu jednotlivých dílčích výpočtových kroků.

6.3.1 Zadání základních výpočtových parametrů

Pro provedení výpočtu je nutné definovat základní parametry určující prut a vlastnosti materiálu, z kterého je vyroben (obr. č.20).

Geometrické parametry

Parametry prutů (délka, výška, šířka na začátku a konci) se shoduje se značením prutu v předchozí kapitole. Hodnota délky prutu „L“ je vyjádřena jako vektor. Délku břitu je možno konstrukčně měnit v největším rozsahu

a proto je i výsledná tuhost na tomto parametru nejvíce závislá. Délka prutu nejlépe vystihuje trend vývoje tuhosti.

Síla pro výpočet tuhosti

Zatěžující síla $F = 1000 \text{ N}$ je pouze referenční, slouží pouze k výpočtu tuhosti. Síla neslouží pro výpočet napětí v tělese. Prut je touto silou zatížen při výpočtu průhybu. Ve výpočtu tuhosti je deformace dělena zatěžující silou. Obě tyto hodnoty (průhyb, tuhost) jsou lineárně závislé na velikosti zatěžující síly, proto se hodnota působící síly vykrátí a tuhost není na této síle závislá. Stejného výsledku při výpočtu tuhosti by bylo dosaženo i se silou např. $0,1 \text{ N}$. Síla 1000 N byla zvolena z důvodu eliminace nepřesností matematických operací. Hodnota „ x “ určuje působíště síly na střednici. V tomto případě je tato hodnota vždy rovna nule.

Materiálové konstanty

Posledními hodnotami zadanými k výpočtu tuhosti jsou materiálové konstanty, modul pružnosti „ E “ a mez kluzu materiálu „ σ_{\max} “.

```
clc
clear
%%-----ZADANE HODNOTY-----

%%modul pruznosti materialu [MPa]
E = 2.1e5;
%%sirka na konci prutu [mm]
bL = 18; %16
%%sirka na zacatku prutu [mm]
b0 = 7;
%%sila pro výpočet tuhosti [N]
F = 1000;
%%mez kluzu materialu  $\sigma$  [MPa]
simax = 1300;
%%tloušťka prutu [mm]
h = 3.6;
%%delka prutu [mm]
L = 110:5:130
%%misto působení síly
x= 0;
```

Obr. č. 20 Základní výpočtové parametry

6.3.2 Výpočet deformace prutu ve směru osy Y a Z

Výstup z programu Maple převedený do programovacího jazyku Matlab umožňuje výpočet průhybů ve směru osy Y a Z. Hodnoty průhybu Y jsou

počítány dle vzorce (5) s konstantními hodnotami „h, bL a b0 “. Hodnota „L“ je zadána jako vektor, proto je potřeba výpočet upravit přidáním „tečky“ všude, kde jsou mezi sebou násobeny, děleny a mocněny výrazy. Průhyb kolem osy Z je počítán podobným vzorcem jako je vzorec (5), pouze s upravenými průřezovými charakteristikami.

Při znalosti průhybu prutu a síly, která tento průhyb způsobuje, není problém spočítat hodnoty tuhosti, viz. vzorec (6). Jelikož je při výpočtu průhybu počítáno s polovičním modelem a ve skutečnosti je potřeba znát celkovou deformaci prutu, je při výpočtu tuhosti deformace násobena 2x, vzorec (6). Celková deformace prutu představuje rozdíl vzdáleností koncových bodů přenesených do příčné roviny stabilizátoru (rovina dána osami Y, Z) při nulovém natočení v uložení.

$$k_y = \frac{F}{2 w_y} \quad (6)$$

Vypočtené hodnoty na obr. č.21 představují:

- C_{1y} - konstanta vzniklá při integraci základního vzorce;
- C_{2y} - konstanta vzniklá při integraci základního vzorce;
- w_y – průhyb ve směru osy Z [mm], ohyb kolem osy Y;
- C_{1z} - konstanta vzniklá při integraci základního vzorce;
- C_{2z} - konstanta vzniklá při integraci základního vzorce;
- w_z – průhyb ve směru osy Y [mm], ohyb kolem osy Z;
- k_y – tuhost při ohybu kolem osy Y, dále často značena jako měkké nastavení stabilizátoru nebo také SS (soft seting);
- k_z – tuhost při ohybu kolem osy Z, dále často značena jako tuhé nastavení stabilizátoru nebo také HS (hard seting).

```

%% PRUHYB NA KONCI NOSNIKU PRO h=konst, b (x), L-promena
%%pruhyb ve smeru X [mm]
C_1y = 6 * F * L .^ 2 * (b0 + 2 * bp) / E / h / bp ^ 2 / (b0 + bp) ^ 2;
C_2y = 6 * F * L .^ 3 .* (2 .* log(b0 * L + bp * L) * b0 ^ 2 + 4 * log(b0 *
w_y = -(12 * F * L .^ 3 .* log(b0 * L + bp * x) / (E * h * bp ^ 3)) - (6 * F

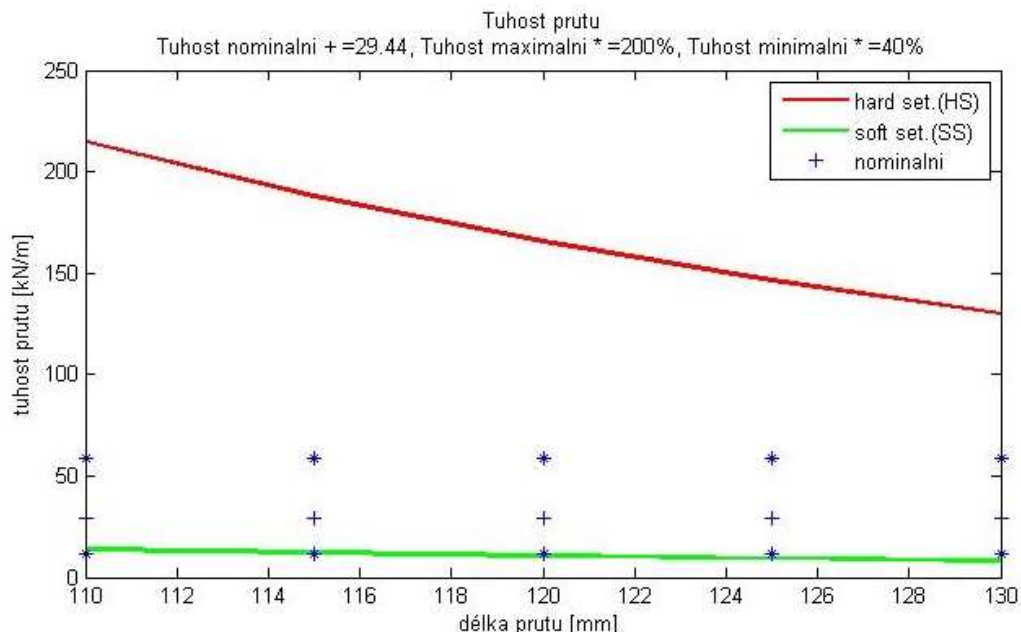
%%pruhyb ve smeru Z [mm]
C_1z = 12 * F * L .^ 2 .* (-bp + b0 * log(b0 * L + bp * L)) ./ (E * h ^ 3 *
C_2z = 6 * F * L .^ 3 .* (bp ^ 2 + 2 * b0 ^ 2 * log(b0 * L + bp * L) - 2 *
w_z = (6 * F .* L * x ^ 2 / (E * h ^ 3 * bp) ) - 12 * F .* (L .^ 3) * (b0 ^

%% tuhost N/mm
ky=F./(2*w_y)
kz=F./(2*w_z)

```

Obr. č. 21 Výpočet průhybu a tuhosti prutu

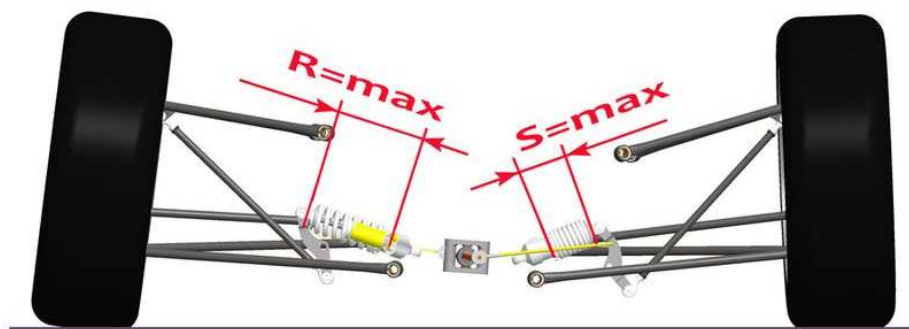
Po provedení výpočtů lze vykreslit hodnoty tuhosti do grafu. Graf č. 5 popisuje závislost tuhosti stabilizátoru na jeho délce pro konstantní parametry „h, bL, b0“. Modré body tvaru „+“ ukazují nominální hodnotu tuhosti získanou při návrhu zavěšení. Body tvaru „*“ taktéž modré ukazují vhodné rozmezí nastavitelnosti stabilizátoru. Konstruktor stabilizátoru tak má možnost pro vybranou konstrukční délku vhodně definovat parametry „h, bL, b0“ tak aby dosáhl požadovaného rozmezí tuhosti.



Graf. č. 5 Závislost tuhosti na délce

6.4 Stanovení mezních stavů stabilizátoru

Pro stanovení mezních stavů je potřeba nadefinovat hraniční podmínky funkce stabilizátoru. První z nich je podmínka „maximální deformace“. Tato podmínka vychází z řešení 2011 [18]. Podmínka je stanovena pro stav, kdy je kolo na vnější straně v horním dorazu a kolo na vnitřní straně na dolním dorazu. Tento stav velice dobře popisuje chování zavěšení při velmi měkkých nastaveních stabilizátoru (Obr. č. 22).

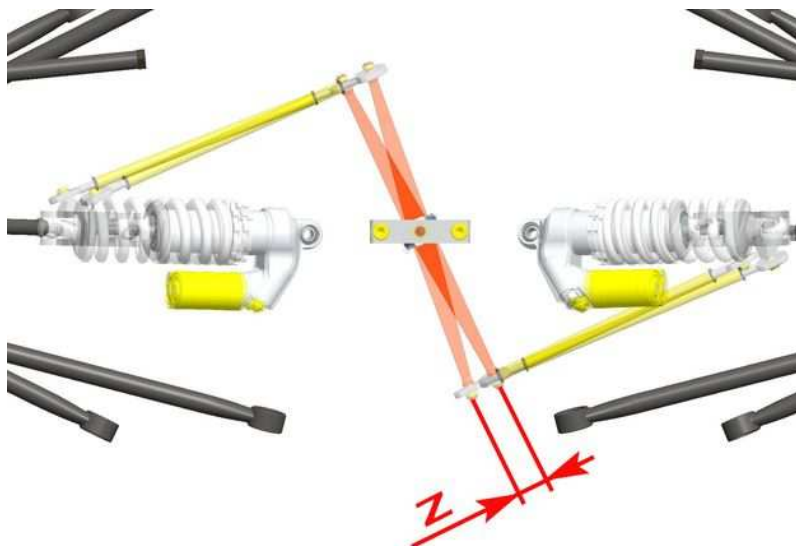


Obr. č. 22 Maximální stlačení venkovního kola „S“ a maximální vyvěšení vnitřního kola „R“

Při tvrdých nastaveních stabilizátoru je tato podmínka výrazně omezující. Síly způsobující potřebnou deformaci břitu překračují rámec sil, které mohou při jízdě vzniknout. Pro tyto stavy tak byla vytvořena podmínka „maximálních působících sil“, jenž bude rozebrána v kapitole 6.4.2.

6.4.1 Podmínka maximální deformace

V této kapitole bude rozebrána aplikace podmínky „maximální deformace“ analytickým výpočtem v programu Matlab. Pro aplikaci této podmínky je potřeba znát maximální zdvih na konci stabilizátoru při stavu na obr. č. 23. Jelikož je tento zdvih závislý na délce prutu a výšce středu otáčení břitu, jenž by bylo velice složité matematicky popisovat, jsou zdvihy odměřeny na 3D modelu v programu Pro Engineer. Měření zdvihu probíhá mezi koncovými body, kterými jsou středy kulových vazeb unibalu stabilizátoru v krajních natočeních (Obr. č. 23). Vzdálenost je měřena pro spodní a horní doraz mechanismu. Rozdíl ve vzdálenostech představuje potřebnou deformaci stabilizátoru.



Obr. č. 23 Měření zdvihu stabilizátoru

Výpočet maximálního posunutí prutu

Pro výpočet maximálního posunutí břitu je zapotřebí nejdříve stanovit sílu, která vyvolá maximální dovolenému napětí v prutu, jelikož by vyjádření síly vyvolávající maximální napětí v jakémkoli bodě celého průřezu bylo příliš složité. Byl užit zjednodušující předpoklad, že maximální napětí vzniká ve vetknutí (7, zdroj [5]). Vyjádřením síly z tohoto vzorce vznikl výraz (8).

$$\sigma_{\max} = \frac{F \cdot L}{W_o} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} F_{y \max} &= \frac{\sigma_{\max} \cdot h \cdot b L^2}{6 \cdot L} \\ F_{z \max} &= \frac{\sigma_{\max} \cdot h^2 \cdot b L}{6 \cdot L} \end{aligned} \quad (8)$$

„Výpočet maximální deformace“ vychází s již použitého vzorce pro výpočet deformace (5) pro stanovení tuhosti. Rozdílná je zatěžující síla, která je v tomto případě „ $F_{y \max}$ a $F_{z \max}$ “

Význam jednotlivých hodnot na obr. č.24 :

- $C_{1y \max}$ - konstanta vzniklá při integraci základního vzorce;
- $C_{2y \max}$ - konstanta vzniklá při integraci základního vzorce;
- $w_{y \max}$ – maximální deformace ve směru osy X [mm];
- $C_{1z \max}$ - konstanta vzniklá při integraci základního vzorce;

- C_{2zmax} - konstanta vzniklá při integraci základního vzorce;
- w_{zmax} – maximální deformace ve směru osy Z [mm].

```

%%PRUHYB PRO MAXIMALNI SILU Fmax (odpovida max ohyb napeti)
%%průhyb ve smeru Y
C_1ymax = 6 .* Fymax .* L .^ 2 .* (b0 + 2 * bp) ./ E ./ h ./ bp ^ 2 ./ (b0 +
C_2ymax = 6 .* Fymax .* L .^ 3 .* (2 .* log(b0 * L + bp * L) * b0 ^ 2 + 4 *

w_ymax = -(12 .* Fymax .* L .^ 3 .* log(b0 * L + bp * x) / (E * h * bp ^ 3))

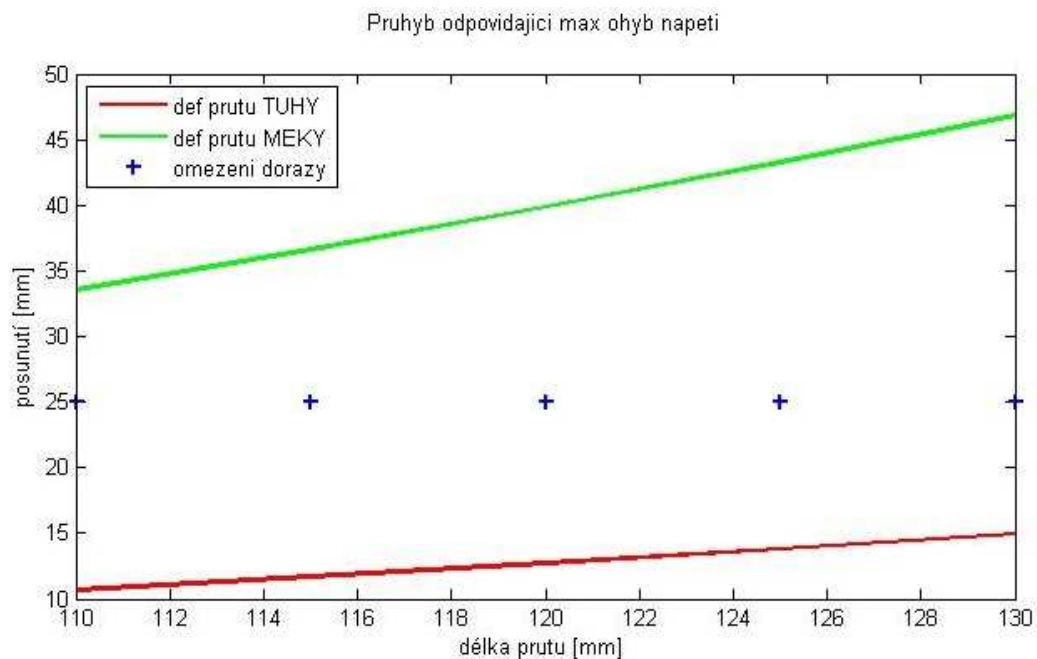
%%průhyb ve smeru Z
C_1zmax = 12 .* Fzmax .* L .^ 2 .* (-bp + b0 * log(b0 * L + bp * L)) ./ (E
C_2zmax = 6 .* Fzmax .* L .^ 3 .* (bp ^ 2 + 2 * b0 ^ 2 * log(b0 * L + bp *

w_zmax = (6 * Fzmax .* L * x ^ 2 / (E * h ^ 3 * bp) ) - 12 * Fzmax .* (L .^

```

Obr. č. 24 Výpočet maximálních deformací prutu

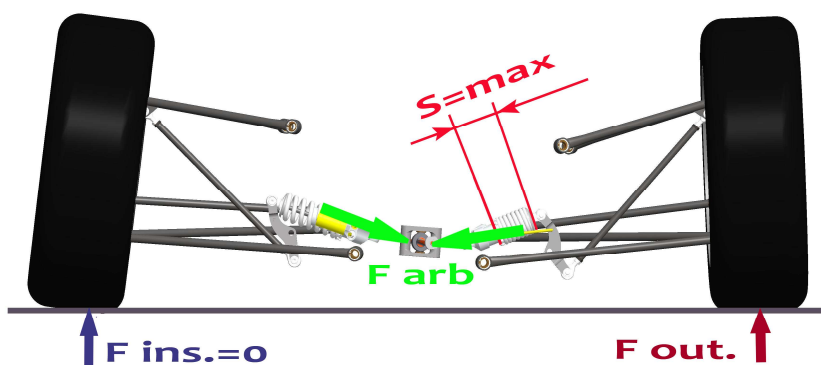
Při znalosti maximální působící síly je možno spočítat maximální deformaci na konci prutu Graf č. 6. Při nejměkčím nastavení (ohybu kolem osy Y) je při dané konfiguraci dosaženo potřebné deformace (označena „+“). Z grafu je zároveň patrné, že při nejtvrdějším nastavení stabilizátoru není možno dosáhnout potřebné deformace.



Graf. č. 6 Graf deformací prutu

6.4.2 Podmínka maximálních sil

Jak již bylo zmíněno v kapitole č. 6.4.2, podmínka maximálních deformací je výrazně omezující pro případy tuhého nastavení stabilizátoru. Pro možnost vhodného dimenzování stabilizátoru pro tyto stavy bylo nutné stanovit podmínku maximálních působících sil. Tato podmínka zjednodušeně říká, že největší síly je na stabilizátoru dosaženo tehdy: „Pokud je venkovní kolo zatěžováno silou odpovídající maximálnímu stlačení pružiny, zatímco vnitřní kolo má nulovou stykovou sílu s vozovkou obr. č.25“.



Obr. č. 25 Podmínka maximálních působících sil

Potřebné vstupy

Dříve než bude vysvětlen mechanismus výpočtu, je potřeba nadefinovat vstupní hodnoty a uvést co představují. Vstupní hodnoty jsou zobrazeny na obr. č. 26.

```
%%Zdvih na kole v mm  
zd=88;  
%%prepakovani kolo pruzina tlumice  
pkp=0.641;  
%%prepakovani kolo stabilizator  
pks=0.3038;  
%%tuhost pruzina na tlumici N/mm  
kpt=26.278;
```

Obr. č. 26 Vstupy pro výpočet maximálních působících sil

Vstupní hodnoty představují:

- zd – maximální zdvih kola (ze spodního dorazu na horní) [mm];

- p_{kp} – přepákování mezi kolem a vozidlovou pružinou,

$$p_{kp} = \frac{z_p}{z_d} = \frac{z_{dvih_tlumič}}{z_{dvih_kola}} = \left[\frac{mm}{mm} \right];$$
- p_{ks} – přepákování mezi kolem a stabilizátorem,

$$p_{ks} = \frac{z_s}{z_d} = \frac{z_{dvih_stab}}{z_{dvih_kola}} = \left[\frac{mm}{mm} \right];$$
- k_{pt} – kolová pružina tuhost [N/mm].

Zjednodušení mechanismu

Pro snadnější pochopení situace a jednodušší výpočet je mechanismus nejdříve potřeba zjednodušit. To provedeme tak, že tuhosti všech pružin přepočítáme jako kdyby ležely nad kolem. Pro tento přepočet je nutné znát přepákování „ p_{kp} “ a „ p_{ks} “.

Po provedení výpočtu přepákování získáme hodnoty:

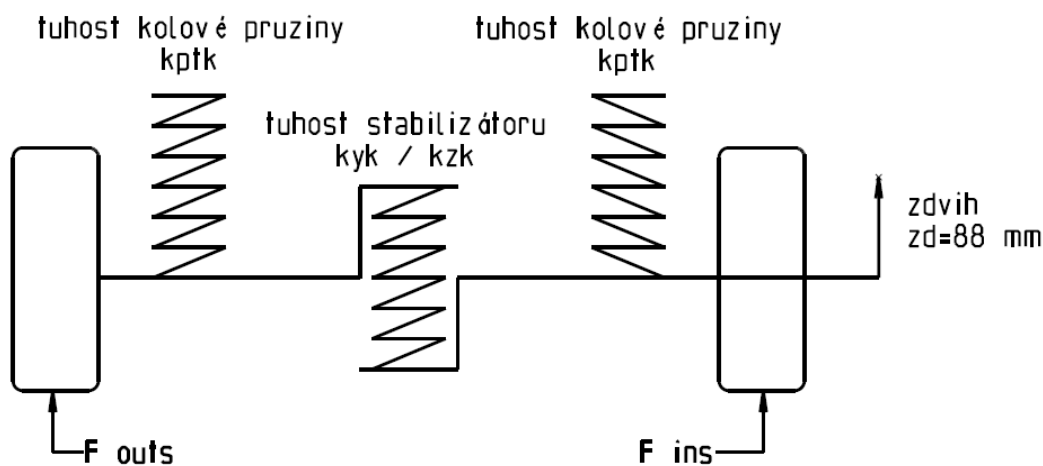
- k_{ptk} – tuhost vozidlové pružiny působící nad kolem [N/mm];
- k_{ptk} - tuhost stabilizátoru působící nad kolem [N/mm].

Zjednodušený mechanismus je zobrazen na obr. č. 27. Na vnitřní kolo, značené „F ins“ působí při mezním průjezdu zatačkou styková síla 0 N. Síla působící na venkovní kola „F outs“ není známa. Venkovní kolo je při průjezdu zatačkou v mezní situaci stlačeno na doraz. Kolo tak vykoná pohyb rovný jeho zdvihu (88 mm). Při tomto pohybu je zároveň stlačován břit stabilizátoru a přes něj i vozidlová pružina na vnitřní straně. Velikost síly pro stlačení vozidlových pružin tedy závisí na tuhosti stabilizátoru. To lze demonstrovat na jednoduchém příkladu:

- V případě, že má stabilizátor tuhost $k_{yk} = 0$, nedochází k přenosu pohybu z vnějšího kola na vnitřní. Venkovní kolo je v takovém případě stlačováno silou, která je úměrná tuhosti pružiny a zdvihu kola (9).
- V situaci, kdy má stabilizátor tuhost $k_{yk} \gg k_{ptk}$ (jeho tuhost je daleko větší než tuhost vozidlových pružin), se stabilizátor nedeformuje. Přenášen je veškerý zdvih z vnějšího na vnitřní kolo. Síla stlačující vnější kolo je úměrná součtu tuhosti obou vozidlových pružin a zvihu (10).

$$F_{outs} = K_{ptk} * z_d \quad (9)$$

$$F_{outs} = 2 * K_{ptk} * z_d \quad (10)$$

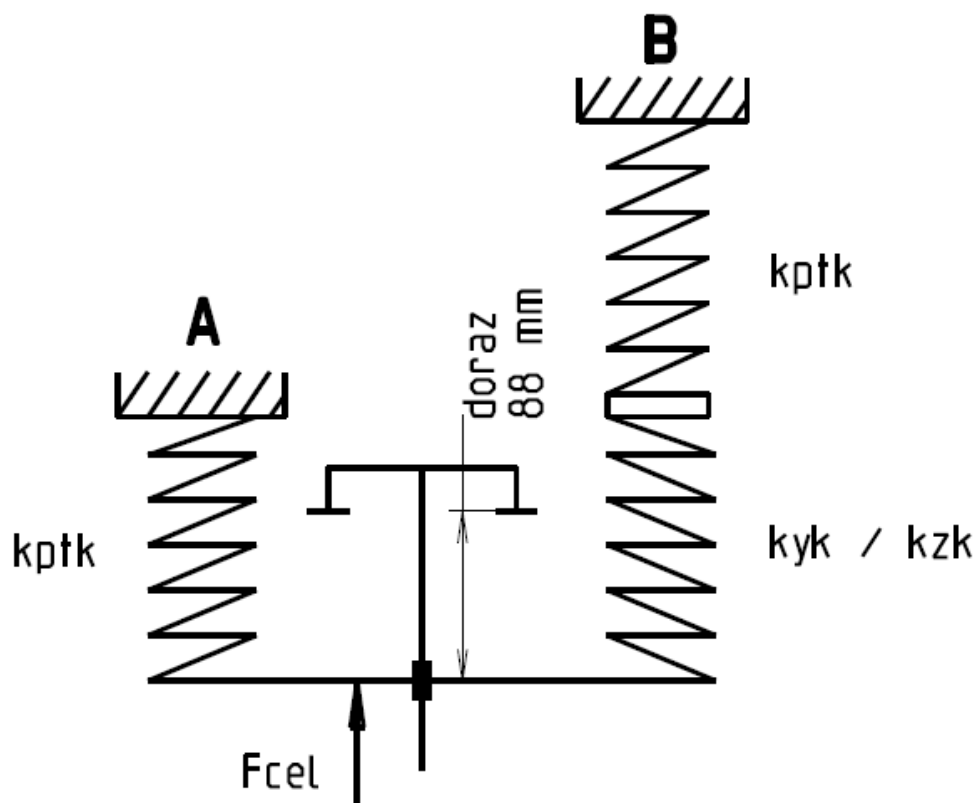


Obr. č. 27 Zjednodušený model

Celou sestavu je možno kinematicky zakreslit jako dvě paralelní větve A a B (Obr. č. 28). Větev A (venkovní kolo) obsahuje jednu vozidlovou pružinu. Větev B (vnitřní kolo) obsahuje pružinu stabilizátoru a vozidlovou pružinu zapojenou v sérii. Tuto sestavu je možno jednoduše matematicky popsat a vyjádřit hledané hodnoty síly působící na venkovní kolo (11) a síly působící na stabilizátor (12). Všechny tyto hodnoty jsou vypočteny v analytickém výpočtu v programu Matlab, kde jsou použity k dimenzování stabilizátoru (Obr. č. 29).

$$F_{celk} = z_d * k_{ptk} + z_d * \frac{k_{ptk} * k_{yk}}{k_{ptk} + k_{yk}} \quad (11)$$

$$F_{sy} = \left(z_d * \frac{k_{ptk} * k_{yk}}{k_{ptk} + k_{yk}} \right) / p_{ks} \quad (12)$$



Obr. č. 28 Kinematický model

```

%%VÝPOČET SIL PRI MAXIMALNIM PROPRUŽENI JEDNE STRANY
%%Tuhost pružiny tlumice nad kolem [N/mm]
kptk=kpt*pkp^2;
%%tuhost stabilizator nad kolem [N/mm]
kyk=ky*pkp^2;
kzk=kz*pkp^2;
%%sila pusobici na pruzinu nad kolem (venkovniho (oustside)) [N]
Fo=zd*kptk;
%%sila pusobici na vnitřni pruzinu [N]
Fipy=(zd.*((kptk.*kyk)/(kptk+kyk)))/pkp;
Fipz=(zd.*((kptk.*kzk)/(kptk+kzk)))/pkp;
%%sila pusobici na stab [N]
Fsy=(zd.*((kptk.*kyk)/(kptk+kyk)))/pkp;
Fsz=(zd.*((kptk.*kzk)/(kptk+kzk)))/pkp;
%%sila pusobici na venkovni pruzinu [N]
Fop=Fo/pkp;
%%sila pusobici na zatížené kolo při max propužení [N]
Fcely=Fo+Fipy*pkp
Fcelz=Fo+Fipz*pkp

```

Obr. č. 29 Výpočet maximálních působících sil

Hodnoty ve výpočtu na obr. č 29 představují:

- kptk – tuhost vozidlové pružiny nad kolem;

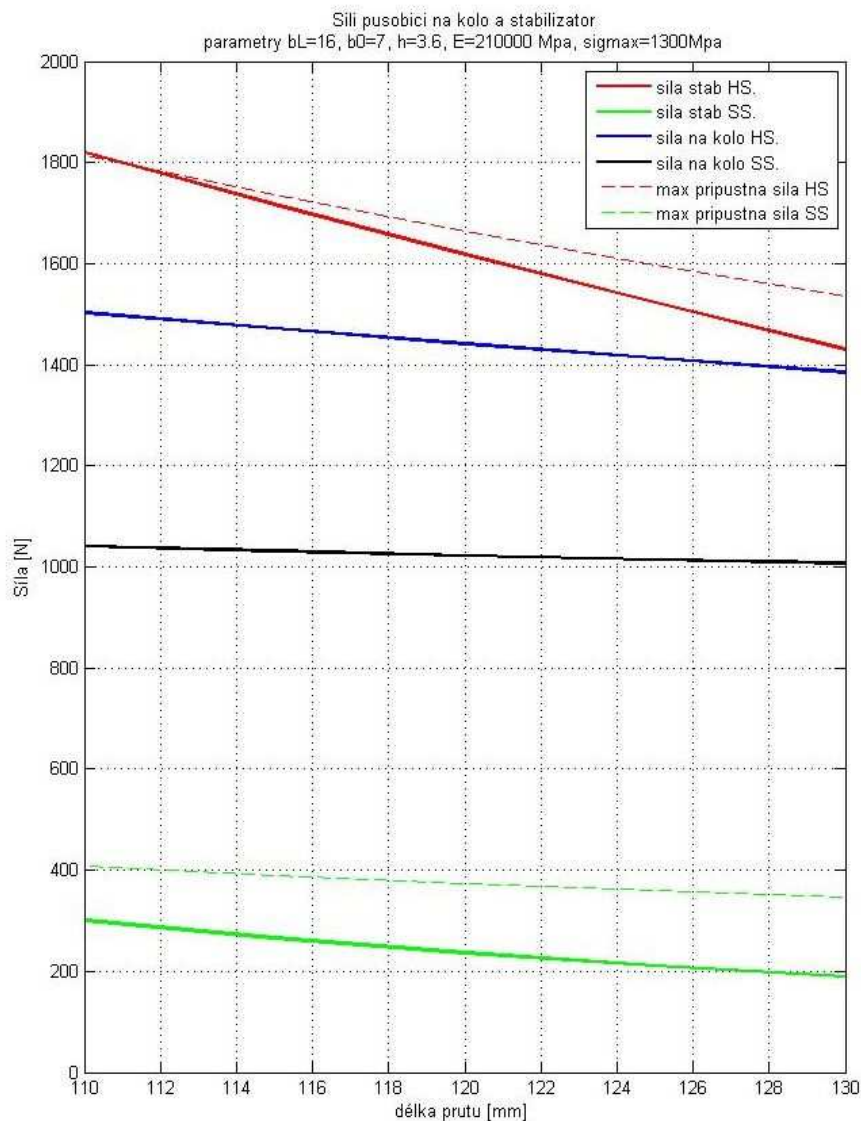
- k_y – tuhost stabilizátoru při ohybu kolem osy Y působící nad kolem;
- k_z – tuhost stabilizátoru při ohybu kolem osy Z působící nad kolem;
- F_0 – síla působící na kole potřebná k stlačení vnější vozidlové pružiny;
- F_{py} a F_{pz} – síly působící na vnitřní pružinu v reálném vozidle pro stabilizátor nastaven na ohyb kolem osy (Y/Z);
- F_{sy} a F_{sz} – síly působící na stabilizátor v reálném vozidle pro stabilizátor nastaven na ohyb kolem osy (Y/Z);
- F_{op} – síla působící na vnitřní pružinu v reálném vozidle;
- F_{cely} a F_{celz} – síly působící na vnějším kole pro stabilizátor nastaven na ohyb kolem osy (Y/Z).

Zobrazení působících sil v grafu

Po výpočtu maximálních působících sil je možno všechny hodnoty zaneíst do grafu č. 7. V tomto grafu jsou velikosti působících sil spočítány pro každou variantu délky (variantu tuhosti). Velice dobře tak ukazují jaký trend mají působící síly při měnící se délce.

Jednotlivé hodnoty v grafu popisují:

- **Síla stab. HS/SS** – popisuje „maximální působící sílu“ získanou výpočtem (12) . Tato síla vzniká při jízdním stavu popsaném na začátku této kapitoly. Červená/zelená křivka ukazuje průběh síly vniklé v tuhém/měkkém nastavení (HS - hard setting, SS – soft setting).
- **Síla na kolo HS/SS** – je síla, kterou je nutno působit na venkovní kolo, těsně před tím, než dojde k plnému stlačení pružiny na horní doraz při tvrdém/měkkém nastavení (HS/SS). Tato hodnota je uvedena proto, že při tužších konfiguracích vozidlových pružin hodnota převyšuje síly, které mohou reálně vzniknout.
- **Max přípustná síla HS/ SS** - je síla, která v prutu vyvolá napětí o velikosti meze kluzu. Jde tedy o maximální jednorázové zatížení stabilizátoru. Rozdíl mezi „Síla stab. HS“ a „Max přípustná síla HS“ představuje minimální hodnotu bezpečnosti strojní součásti. To samé platí pro konfiguraci SS.



Graf. č. 7 Graf maximálních sil

6.5 Kontrola výpočtů pomocí prutu v MKP

Jelikož je návrhová část stabilizátoru velkou měrou závislá na přesnosti výpočtů průhybu a působícího napětí, byla zvolena kontrola analytických výpočtů pomocí systému MKP. Do tohoto systému jsou zadávány pruty stejných rozměru jako při analytických výpočtech a je zde kontrolována odchylka průhybu a napětí.

6.5.1 Zadání prutu do programu Ansys

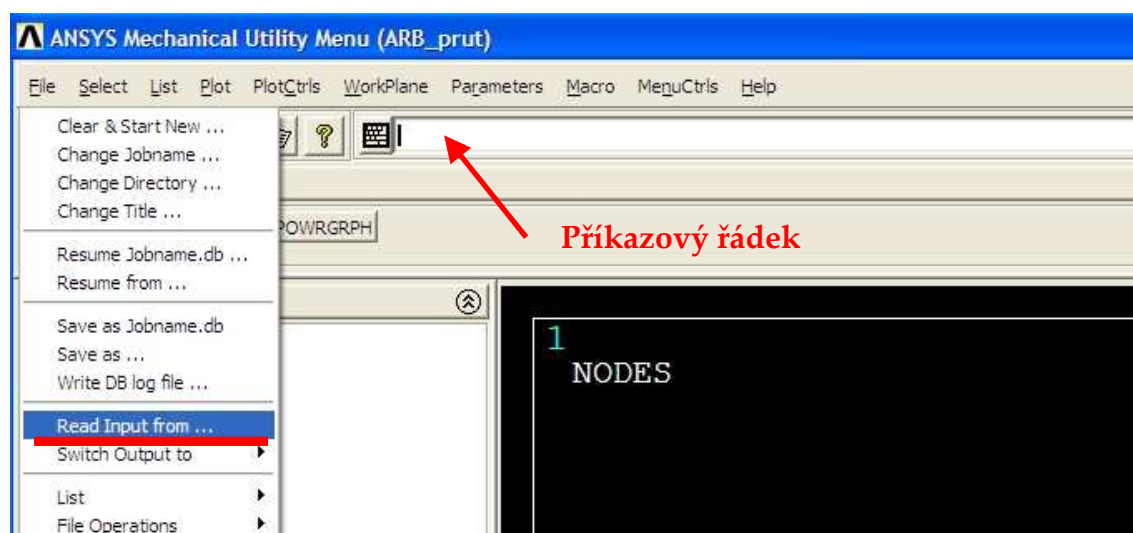
Prut je do programu Ansys zadáván pomocí makra, které urychluje výpočet prutů různých rozměrů a zatížení. Pro meshování prvku je použit prvek BEAM 189. Jde o tří uzlový prostorový prvek vhodný pro síťování štíhlých prutových konstrukcí [20].

Aplikace makra

Pro zrychlení výpočtů prutů různých parametrů jsou výpočty zadávány pomocí makra. Tato část se bude věnovat objasnění funkce makra pro zadání požadovaného prutu.

Makro je textový soubor s příponou „mac“, který se řídí pravidly programovacího jazyka Ansys. Jeho zadání do programu je možno provést několika základními postupy:

- Načtení makra pomocí příkazu Read Input from ... Příkaz je na obr. č. 30 podtržen červeně.
 - Zkopírovat obsah makra do příkazového řádku (na obr. č. 30 označen červenou šipkou).
 - Zadání jména makra do příkazového řádku včetně koncovky „mac“.
- V tomto případě musí být makro umístěno v pracovním adresáři.



Obr. č. 30 Zadání makra v prostředí Ansys

Obsah makra

První část makra na obr. č. 31 je věnována definování parametrů prutu a materiálu. V úplném úvodu jsou v komentáři vypsána makra potřebná pro

výpočet prutu. Názvy těchto maker stačí zkopírovat do příkazového řádku a celý jejich obsah bude proveden. Parametry prutu dodržují již zavedené značení geometrických parametrů proto není jejich význam potřeba dále komentovat.

```

!!! /input,definice_prutu,mac
!!! /input,definice_sily_Y,mac
!!! /input,definice_sily_Z,mac
/quit
/clear

E=2.1e5
mi=0.3
nod = 50      !počet nodu
BL = 15      ! srika pocatek
Bnula = 9     ! sirka konec
H = 3        ! vyska
Len = 90      ! delka nosniku    70,80,90

```

Obr. č. 31 Definice základních parametrů

Po zadání vstupních parametrů probíhá výpočet již zcela automaticky. Pro případ editace makra budou v krátkosti uvedeny významy jednotlivých položek na obr. 32. Jednotlivé odstavce definují:

- První odstavec – jsou zadány definované materiálové konstanty.
- Druhý odstavec – je zadán tvar a velikost prutu ve vetknutí, „sectype, 1“ je označení sekce, „rect“ je zadání obdélníkového průřezu, „secdata, bL,h“ definují velikost průřezu.
- Třetí odstavec - zadává tvar a velikost prutu v místě působící síly, „sectype, 2“ je označení sekce, „rect“ je zadání obdélníkového průřezu, „secdata, bnula,h“ definují velikost průřezu.
- Čtvrtý odstavec – definuje, které prvky a na jaké délce jsou spojeny, „sectype, 3“ označení sekce, „secdata 1“ výchozí průřez, „secdata 2,Len“ koncový průřez a jeho vzdálenost od počátku SS (souřadného systému)

```

/PREP7
ET,1,BEAM189      !odstavec prvky mesovani a mat char
MP,ex,1,E
MP,nuxy,1,mi

SECTYPE, 1, BEAM, RECT, , 0 !odstavec pro prurez ve vetknuti
SECOFFSET, CENT
SECDATA,BL,H,0,0,0,0,0,0,0,0

SECTYPE, 2, BEAM, RECT, , 0 !odstavec pro prurez v působisti síly
SECOFFSET, CENT
SECDATA,Bnula,H,0,0,0,0,0,0,0,0

SECTYPE,3,TAPER, ,      !odstavec pro spojnicí prurezu
SECDATA, 1,,,
SECDATA, 2,Len,,,

```

Obr. č. 32 Zadání průřezů

Poslední část na obr. č 33 definuje klíčové body „keypoin 1 a 2“, čáru spojující tyto klíčové body, nastavení mesche, průřezu podél čáry a zavazbení prutu ve vetknutí. Po úspěšném proběhnutí tohoto makra je potřeba spustit ještě makra definovaná v hlavičce: „definice_sily_Y,mac“ a „definice_sily_Z,mac“. Ty provedou zatížení prutu silou předepsanou v těchto souborech, výpočet a zobrazení napětí von Mises. Velikost posunutí koncového bodu prutu je možno zjistit pomocí příkazu „plot results, nodal solution, Y/Z component of displacement“ nebo „list results, nodal solution, Y/Z component of displacement“.

```

K,1,,,      !keypoin
K,2,Len,,

L,1,2,nod    !lajan pro spojení vymesovana

TYPE, 1      !odstavec pro nastavení meshe
MAT, 1
REAL,
ESYS, 0
SECTNUM, 3
TSHAP,LINE

LMESH, 1      !prikaz vymesovat lajnu

DK, 1, all,   !zavazbyt v keypoint 1 vsechny posuvy a rotace

```

Obr. č. 33 Definice klíčových bodů a nastavení meschování

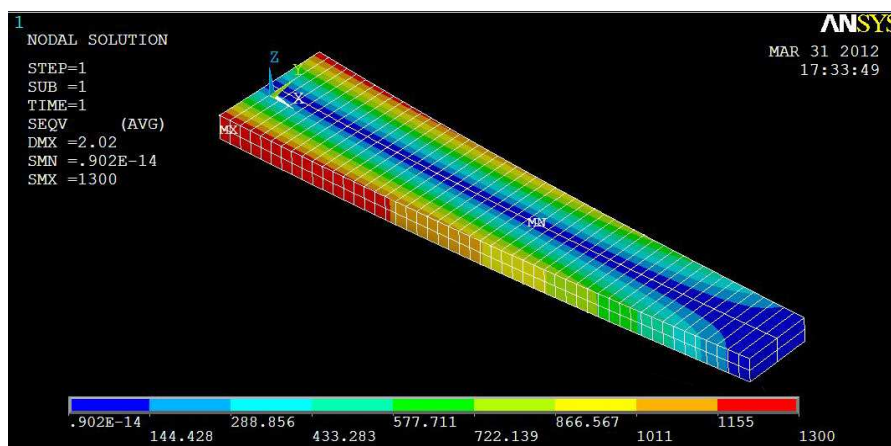
6.5.2 Kontrola průhybu a napětí prutu

Kontrola deformace a napětí proběhla u prutu definovaného v záhlaví tabulky č. 1. Prut byl zatěžován silou, která vyvolá maximální napětí velikosti meze kluzu. Tato síla byla vypočtena v programu Matlab a její výpočet je vysvětlen v kapitole č. 6.4.1.

Parametry prutu jsou: $bL=15\text{mm}$, $b_0=9\text{mm}$, $H=3\text{mm}$, $R_e\ 1300\text{Mpa}$								
ohyb kolem osy Y	délka prutu	působící síly	průhyb MATLAB	napětí MATLAB	průhyb ANSYS	napětí ANSYS	přesnost napětí	přesnost průhyb
	mm	N	mm	MPa	mm	MPa	%	%
	70	2089	1,948	1300	2,009	1300	97,0%	100,0%
	80	1828	2,544	1300	2,605	1300	97,7%	100,0%
ohyb kolem osy Z	délka prutu	působící síly	průhyb MATLAB	napětí MATLAB	průhyb ANSYS	napětí ANSYS	přesnost napětí	přesnost průhyb
	mm	N	mm	MPa	mm	MPa	%	%
	70	417	7,55	1300	7,548	1297	100,0%	100,2%
	80	365	9,862	1300	9,858	1298	100,0%	100,2%
	90	325	12,482	1300	12,494	1300	99,9%	100,0%

Tab. č. 1 Srovnání přesnosti výpočtu prutu v programu matlab a ansys

Z tabulky č. 1 je patrné, že rozdíl v přesnostech výpočtů je maximálně 3%, což je přesnost pro základní návrh plně dostačující. Dostatečná přesnost s možností navázání dalších výpočtů dělá z analytického výpočtu vhodný nástroj pro základní návrh. Výpočet prutů v MKP může rozšířit poznatky o rozložení napětí v průřezu pro danou konfiguraci, viz. obr. č. 34. Tato kontrola je velmi výhodná ve fázi finálního doladění průřezu prutu.



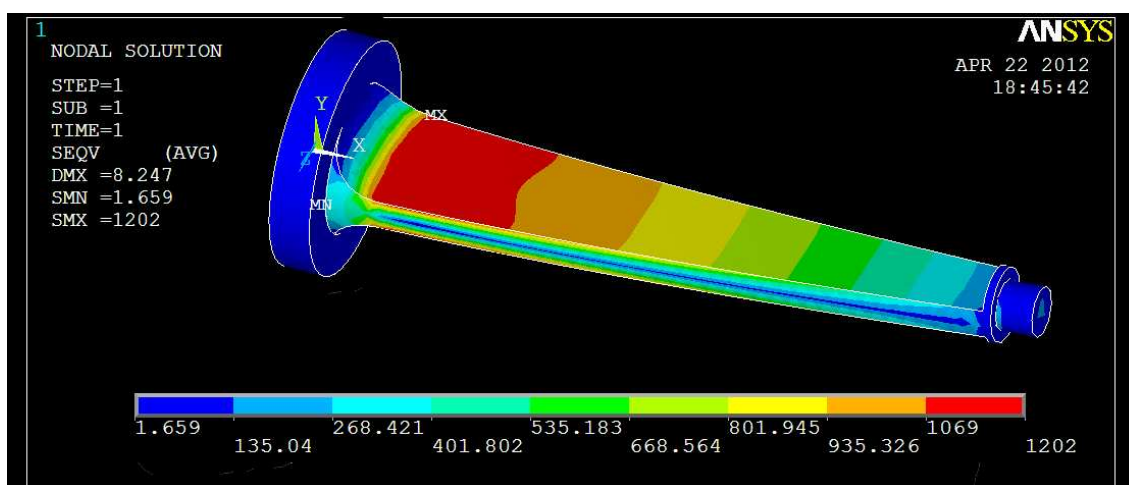
Obr. č. 34 Rozložení napětí v prutu

7 Konstrukční řešení

V této kapitole bude rozebráno konstrukční řešení předního stabilizátoru vozu Dragon II. Podkapitoly této sekce jsou řazeny chronologicky. V jednotlivých částech jsou detailně probrána jednotlivá konstrukční řešení, která byla v průběhu návrhu vypracována.

7.1 Kontrola řešení z roku 2011

Pro řešení z roku 2011 byla provedena předběžná kontrola správnosti výpočtu. Hodnoty získané touto simulací potvrdily hodnoty publikované v předchozí práci (obr. č. 35). Napětí v prutu při natočení 0° v předchozí práci vyšlo 1 198,6 MPa, zatímco kontrolní výpočet určil hodnotu 1 202 MPa. Velmi přesně vyšly i další výpočty porovnávající zátěžné stavy zmíněné v předchozí práci. Potvrzeno bylo také, že zpracování modelu pomocí 3D softwaru a MKP je příliš těžkopádné a zdlouhavé.



Obr. č. 35 Napětí na prutu s geometrií odpovídající řešení 2011

7.2 Optimalizace parametrů stabilizátoru v prostředí Matlab

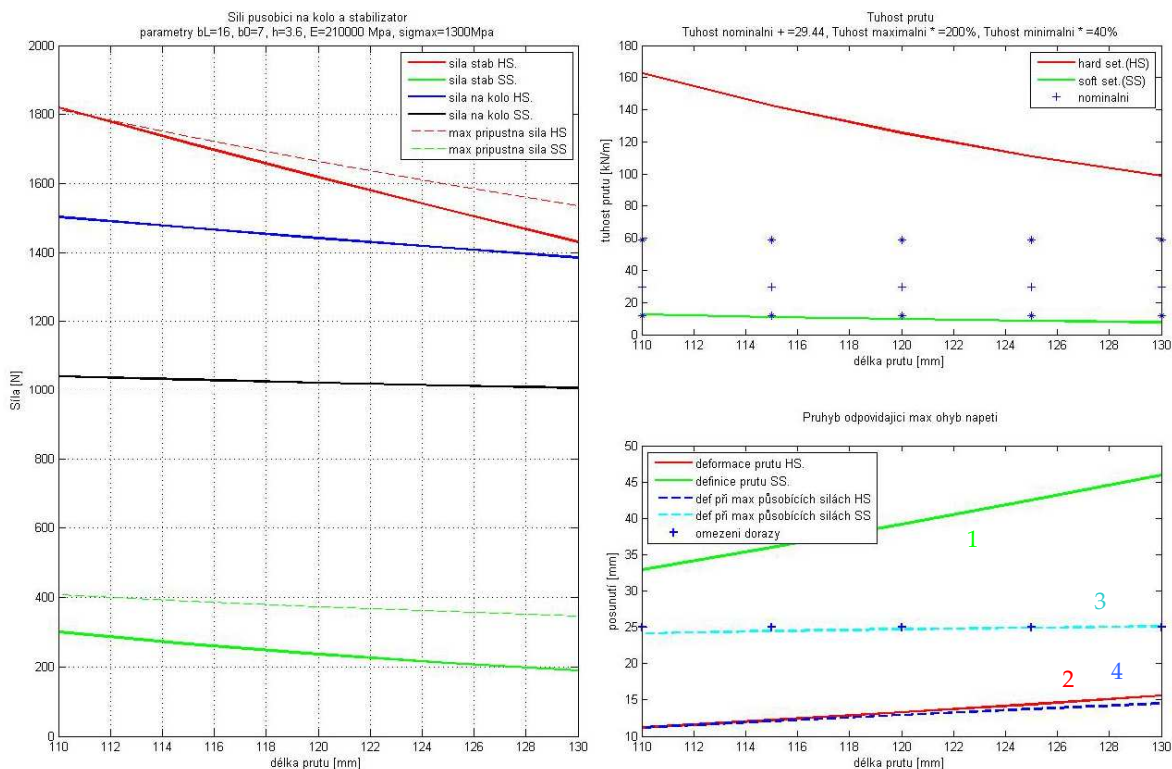
V předchozí kapitole č. 6 byl vysvětlen princip výpočtu a popsán samotný výpočet. Tato kapitola je zaměřena na popis průběhu optimalizace, návrhu prutu od jeho počátku až do jeho finální podoby.

7.2.1 Grafy

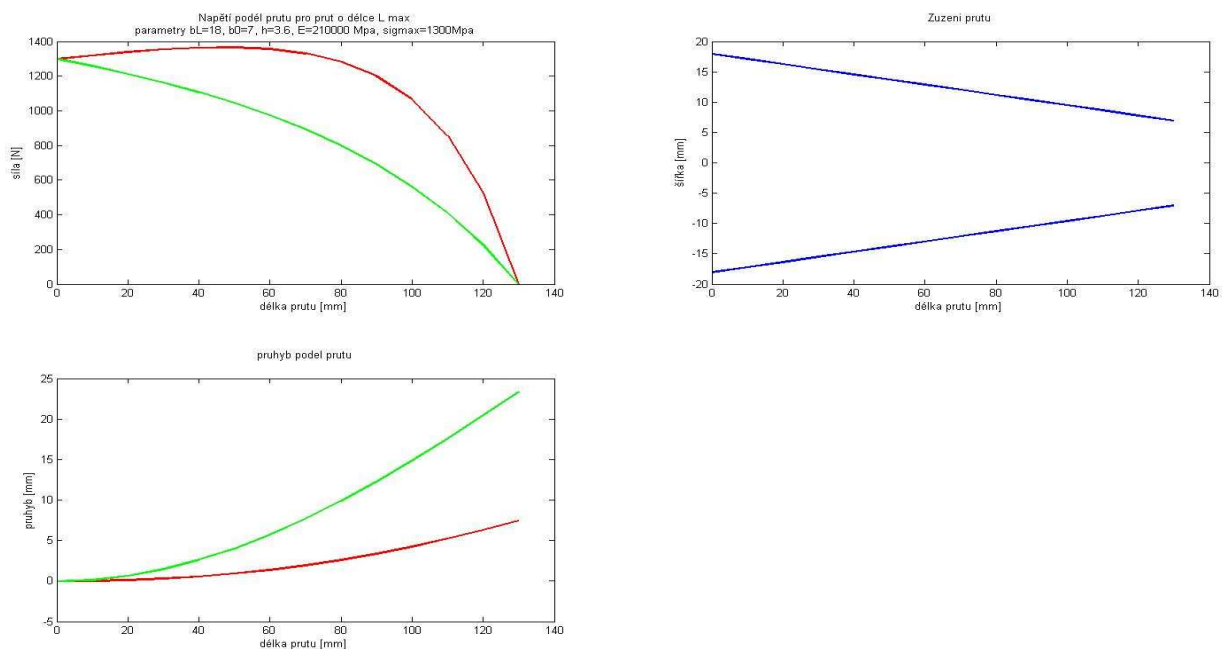
Pro rychlý a přehledný návrh byly grafy uvedené v předchozí kapitole umístěny do dvou návrhových oken. První okno na obr. č. 36 obsahuje grafy ukazující síly působící na stabilizátor (vlevo), hodnoty tuhosti (vpravo nahoře) a hodnoty deformací jednotlivých prutů (vpravo dole). Všechny tyto grafy jsou vybaveny popisovým polem, jež přiřazuje k jednotlivým průběhům jejich význam.

Poslední graf deformací byl proti původnímu zpracování doplněn o křivky 3 a 4. Tyto křivky ukazují deformaci prutu při působení „maximálních sil“ (viz. kapitola 6.4.2). Z grafu je možno vyčíst, pro která nastavení je vhodnější podmínka „max. deformací“ či „max. sil“.

Druhé doplňující okno na obrázku č. 37 se skládá z grafů napětí v prutu (vlevo nahoře), průběh deformace podél prutu (vlevo dole) a zúžení prutu (vpravo nahoře). Tyto grafy zobrazují průběhy pro nejdelší prut zatížený maximální možnou silou „Fymax“ a „Fzmax“. Grafy v okně dvě slouží především k porovnání jednotlivých průběhů pro různé geometrické konfigurace prutu.



Obr. č. 36 Návrhové prostředí Matlab - okno 1

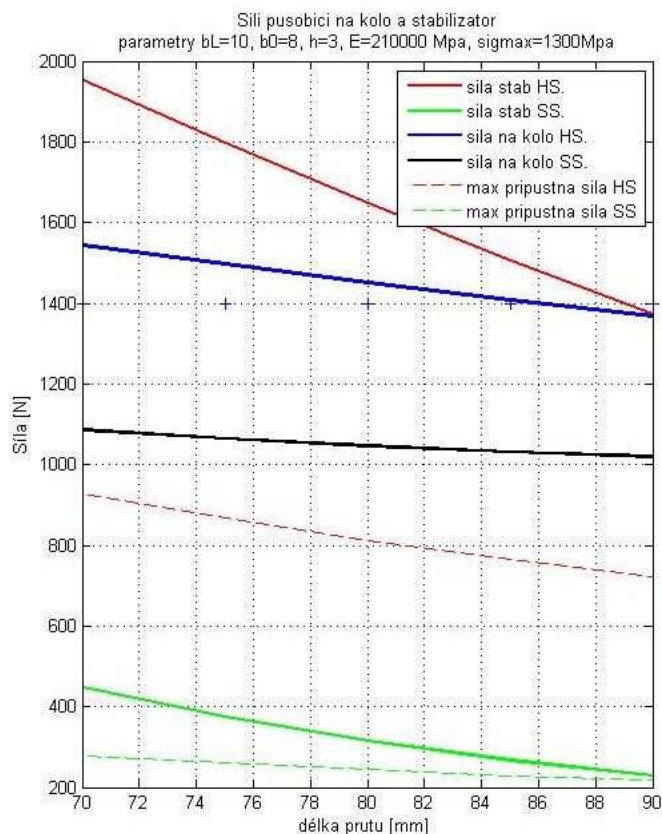


Obr. č. 37 Pomocné grafy – okno 2

7.2.2 Naladění prutu v původním místě

Výchozím bodem konstrukce byly hodnoty uvedené v řešení 2011, proto jako první byl proveden pokus optimalizovat geometrické parametry prutu s ohledem na co největší rozsah nastavení tuhosti a dostatečnou pevnost konstrukce.

Po prozkoumání výchozí verze ve výpočtovém programu byly provedeny kroky, které snížily zbytečně velkou tuhost břitu při ohybu kolem osy Z. Parametry prutu byly upraveny tak, aby jeho tuhost v krajních variantách dosahovala 40 – 200 %. Tyto změny pomohly zmenšit síly působící na prut a dosáhnou potřebné deformace v měkké variantě. V tuhém nastavení však bohužel nebylo možno dosáhnout ani potřebné deformace ani udržení napětí pod mezí kluzu. To je patrné z grafu. č. 8, kde jsou hodnoty maximálních dovolených sil daleko pod maximálními působícími silami rozebranými v kapitole 6.4.2.



Graf. č. 8 Síly působící na upravený prut v původním úchyty v rámu

Z grafu č. 8 je patrné, že v dané délkové konfiguraci při použití ocelového materiálu není možno dosáhnout požadovaného rozmezí tuhosti, aniž by hrozilo trvalé přetvoření stabilizátoru či jeho prasknutí.

7.2.3 Změna materiálu stabilizátoru

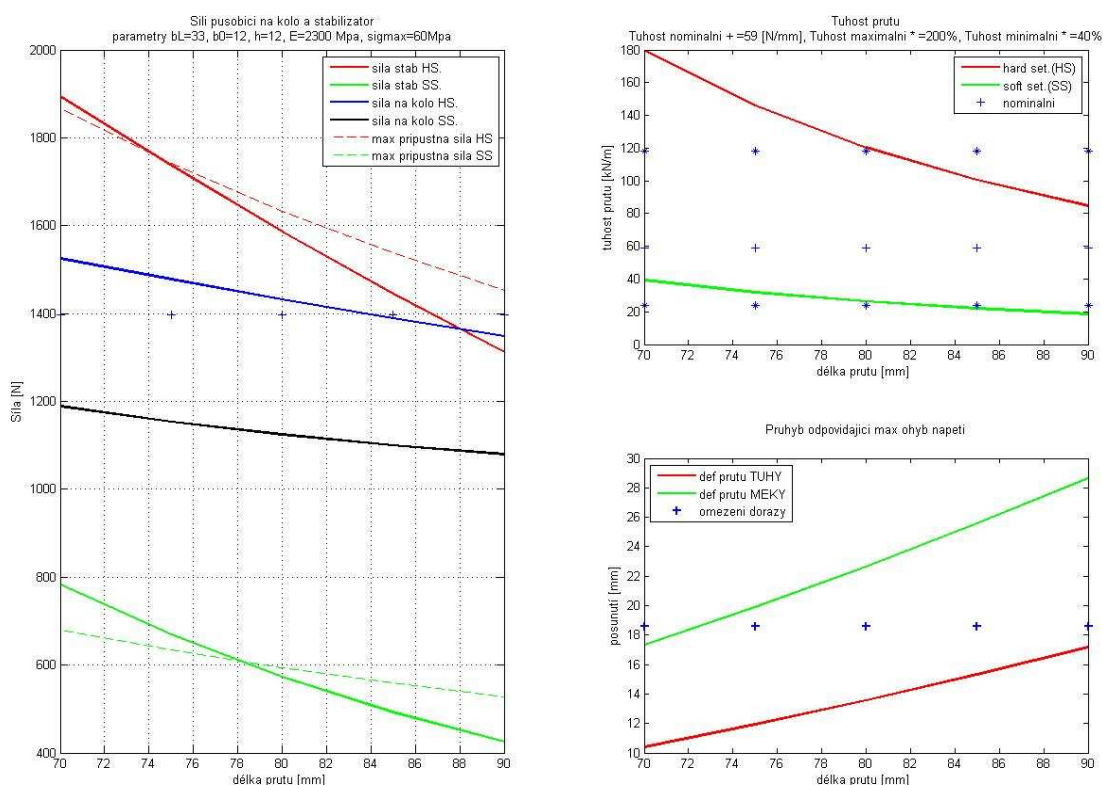
Má-li být při dané délkové konfiguraci dosaženo požadovaných vlastností stabilizátoru, je nutné změnit materiál, z kterého je vyroben. Jako největší problém se ukázala vysoká hodnota Youngova modulu pružnosti, která pro dosažení potřebné tuhosti neumožňuje vytvořit výhodné zúžení břitu (rozdíl mezi bL a $b0$). Aby bylo možné dosáhnout výhodného lichoběžníkového tvaru břitu, je potřeba materiál s menším Youngovým modulem, který bude i při velkých rozdílech v hodnotách „ bL a $b0$ “ vykazovat dostatečnou deformaci (poddajnost).

Jako materiál, který dobře splňuje tuto podmínku byl vybrán polykarbonát ISO 7391-PC, jehož Youngův modul pružnosti je 2 300 MPa. Materiál byl zajímavý díky své malé měrné hmotnosti 1 200 kg/m³, snadnějšímu

a levnějšímu dosažení požadovaného tvaru. Jako jedna z velkých výhod byla brána nekonvenčnost řešení, která je kladně hodnocena při bodování návrhu formule. Hlavní nevýhodou tohoto řešení byla odchylka chování plastu od Hookeova zákona.

Břit z polykarbonátu

Prvním krokem při tvorbě stabilizátoru z polykarbonátu bylo nalezení materiálu vhodných materiálových vlastností, kterými byly malý Youngův modul pružnosti a vysoká mez kluzu. Těmto požadavkům nejlépe odpovídal materiál ISO 7391-PC, jehož materiálové konstanty byly zadány do výpočtového modulu v Matlabu. Geometrické parametry prutu byly upraveny pro dosažení potřebných vlastností prutu. Prut s takto upravenými parametry vykazoval velice dobré vlastnosti, viz. graf č. 9. Při ohybu kolem osy Z (měkké nastavení) vykazoval dostatečnou deformaci. V tuhém nastavení vykazoval možnost namáhání silami vyššími než jsou síly reálně působící. Rozdíl mezi těmito silami lze pozorovat na grafu č. 9 v levé části (červené křivky). Rozdíl mezi plnou a přerušovanou křivkou představuje bezpečnost prutu.



Graf. č. 9 Graf břitu stabilizátoru z polykarbonátu, uvažovaná délka 80mm

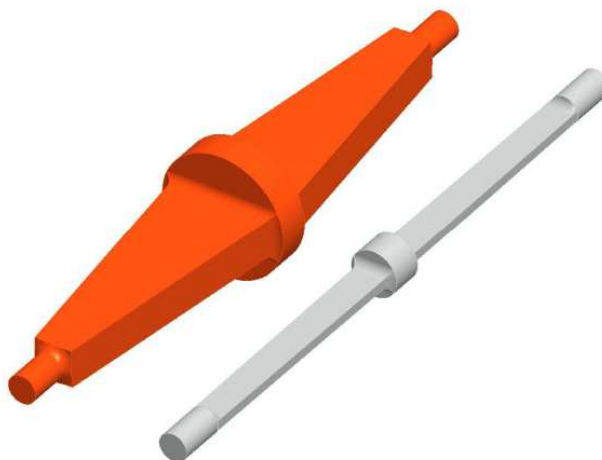
Porovnání s ocelovým stabilizátorem

Stabilizátor vytvořený z polykarbonátu umožnil díky menšímu Youngově modulu definovat tvar blížíící se nosníku s rovnoměrným napětím. Takto definovaný břit vykazoval lepší hodnoty všech sledované parametrů (Tab. č. 2).

Ocel	bL=10mm, b0=9mm, h=3mm, E=2,1*10 ⁵ Mpa, Re=1300 Mpa						
	váha	tuhost Y	tuhost Z	bezpečnost			
				ohyb Y deformace	ohyb Z deformace	ohyb Y síly	ohyb Z síly
	g	%	%	-	-	-	-
	98	35	220	ANO	NE	NE	NE
Plast	bL=33mm, b0=12mm, h=12mm, E=2300Mpa, Re=60Mpa						
	váha	tuhost Y	tuhost Z	bezpečnost			
				ohyb Y deformace	ohyb Z deformace	ohyb Y síly	ohyb Z síly
	g	%	%	-	-	-	-
	86	41	200	ANO	NE	ANO	ANO

Tab. č. 2 Tabulka srovnávající parametry stabilizátoru z oceli a platu

Počáteční návrh se ukázal jako úspěšný. Plastový břit lépe splňoval potřebné parametry, v obou variantách nastavení byl břit bezpečný. Ve váhovém porovnání i přes svou robustnost, kterou lze posoudit na obr. č. 3 vyšel také lépe.



Obr. č. 38 Porovnání prutů ocel x plast

Problém plastové konstrukce

Ačkoliv ve výpočtech vycházel materiál z polykarbonátu lépe než ocel, jeho odchylka od chování dle Hookeova zákona rozhodla o nevyužití této koncepce. Hlavním problémem bylo napětí, které v materiálu částečně zůstává po jeho deformaci. Břit se zcela nevrací do původní polohy, což je nechtěné chování. Tato nepříznivá vlastnost by se dala odstranit použitím ocelových vláken v plastové konstrukci. Takto vytvořený kompozit by skloubil výhody použití plastu s přednostmi oceli. Komplikace při výpočtu a výrobě takovéhoho břitu vedly k zavrnutí této koncepce.

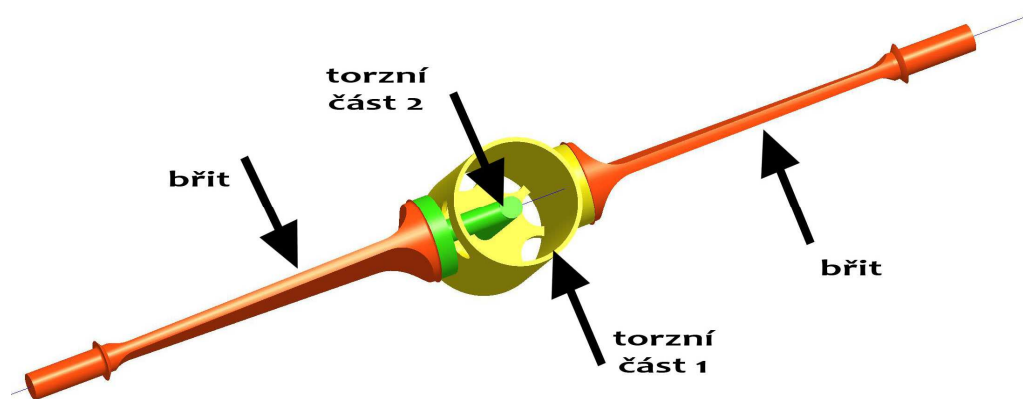
Další nevýhodou použití plastového stabilizátoru je hystereze, část energie akumulované v prutu je spotřebovávána na disipaci (přemění se v teplo). U břitu tak nedochází pouze k akumulaci energie jako u pružiny, ale také k jejímu maření jako v tlumiči. Toto chování je z hlediska funkce stabilizátoru problémové, jelikož ho nelze řídit a kontrolovat.

7.2.4 Změna délky stabilizátoru

Má-li být koncepce stabilizátoru zachována a nemá-li dojít k změnám na dalších komponentech zavěšení je zcela nezbytné prodloužit deformovatelnou délku stabilizátoru.

Přidání torzně deformovatelné části

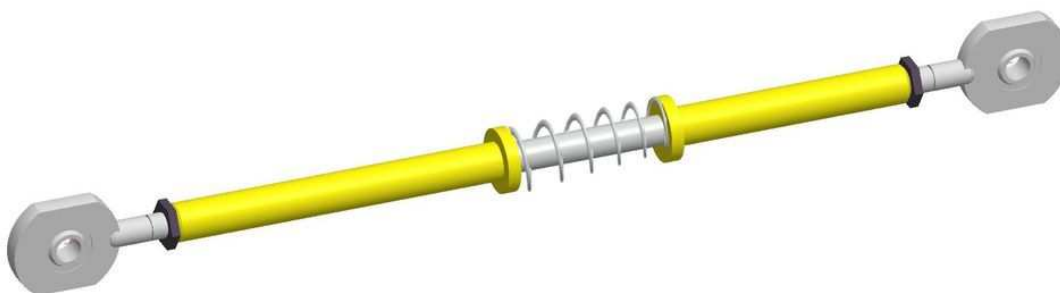
Jako jednou z možností se ukázalo přidání torzně deformovatelné konstrukce složené z trubky a tyče v ní nasazené (Obr. č. 39). Tato konstrukce prodlužuje aktivně pružící délku, nabízí širokou možnost vhodného dimenzování vnitřní tyče. Torzně pružící element není problém přidat do zavedeného výpočtového programu a udržet návrh součástí komplexní. Velkým problémem této konstrukce, který vede k jejímu nepoužití, je přílišná konstrukční složitost této sestavy a její velká hmotnost.



Obr. č. 39 Stabilizátor s přidanou torzní částí

Přidání deformovatelného prvku na spojovací tyč

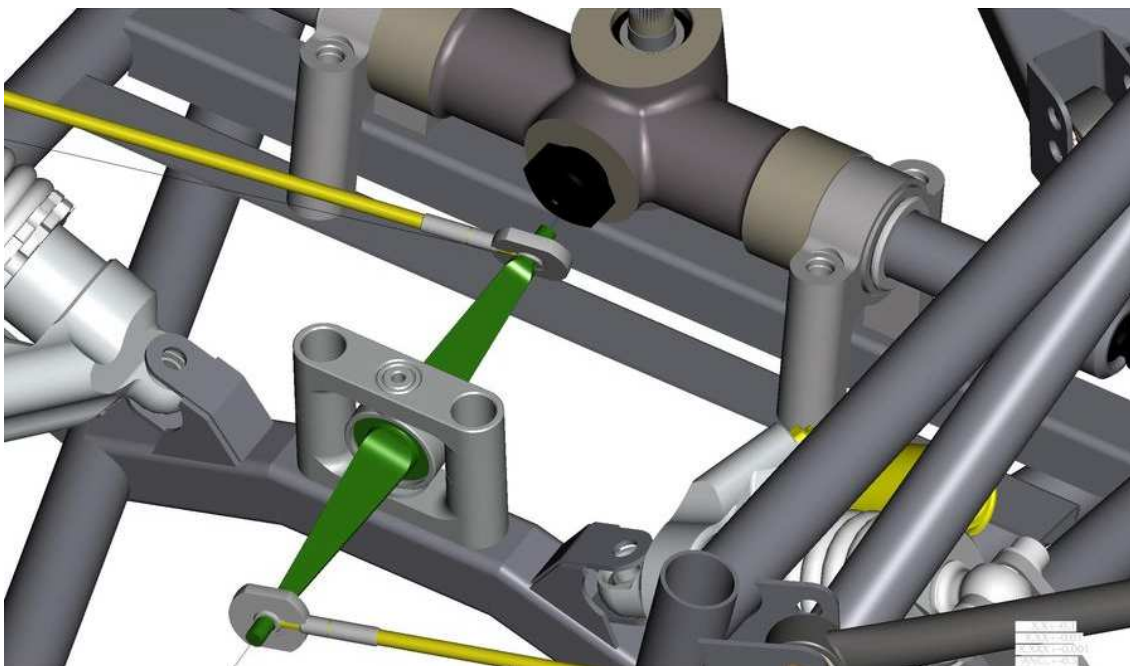
Další možností jak zvětšit aktivně pružící délku je přidání pružiny na táhlo spojující stabilizátor s vahadlem. Jako pružné spojení těchto částí by fungovala dělená spojovací tyč osazená vinutou pružinou na obr. č. 40. Spojovací tyč je rozdělena na dvě části. První je dutá s bronzovým vyložením, druhá část je plná a je uložena v bronzovém vyložení. Tato konstrukce umožňuje použití vinuté pružiny jako přídavného prvku pružení. Nevýhodou této konstrukce je možnost zadíraní konstrukce v uložení, které by nepříznivě ovlivnilo charakteristiku stabilizátoru. Tuto konstrukci by bylo nutné nejdříve nutno prověřit testováním, což není vzhledem k nutnosti vyrobit první funkční stabilizátor pro potřeby závodu možné.



Obr. č. 40 Přidání vinuté pružiny jako přídavný pružný prvek

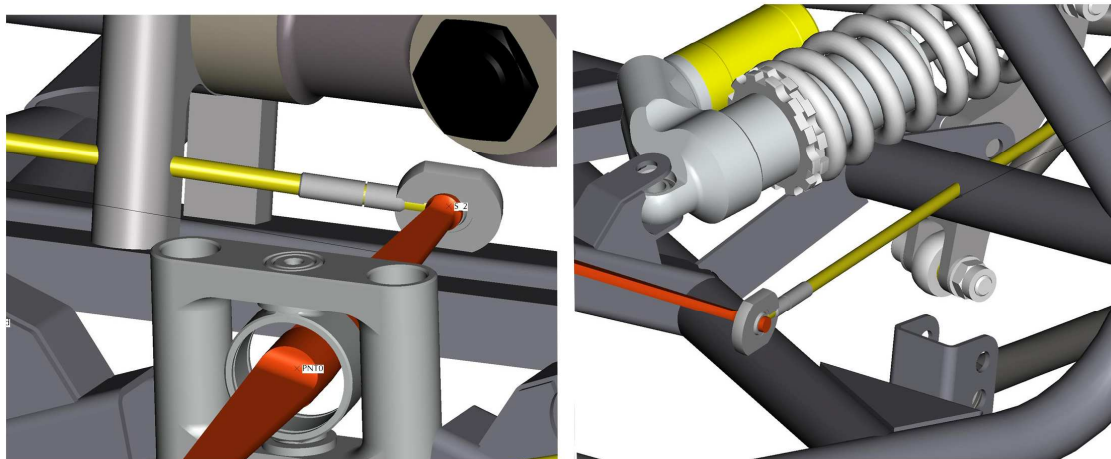
Prodloužení délky břitu

Poslední možností jak prodloužit aktivně pružící délku je změnit délku břitu. Této změně brání další prvky užívané v sestavě zavěšení, a to především převodka řízení, jež je umístěna bezprostředně za stabilizátorem (obr. č. 41).



Obr. č. 41 Převodka řízení omezuje protažení břitu

Jediná možnost, jak se vyhnout převodce řízení, je posunout uložení stabilizátoru níž. Toto řešení sebou nese další řadu komplikací, které jsou zobrazeny na obr. č. 42. Prodloužený břit stabilizátoru se vyhne převodce řízení, ke kolizi ale dochází u spojovací tyče stabilizátoru a držáku převodky řízení. Dalším problémem je kolize vodící tyče s rámem.



Obr. č. 42 Vlevo - kolize spojovací tyče s držákem řízení, vpravo - kolize spojovací tyče s rámem

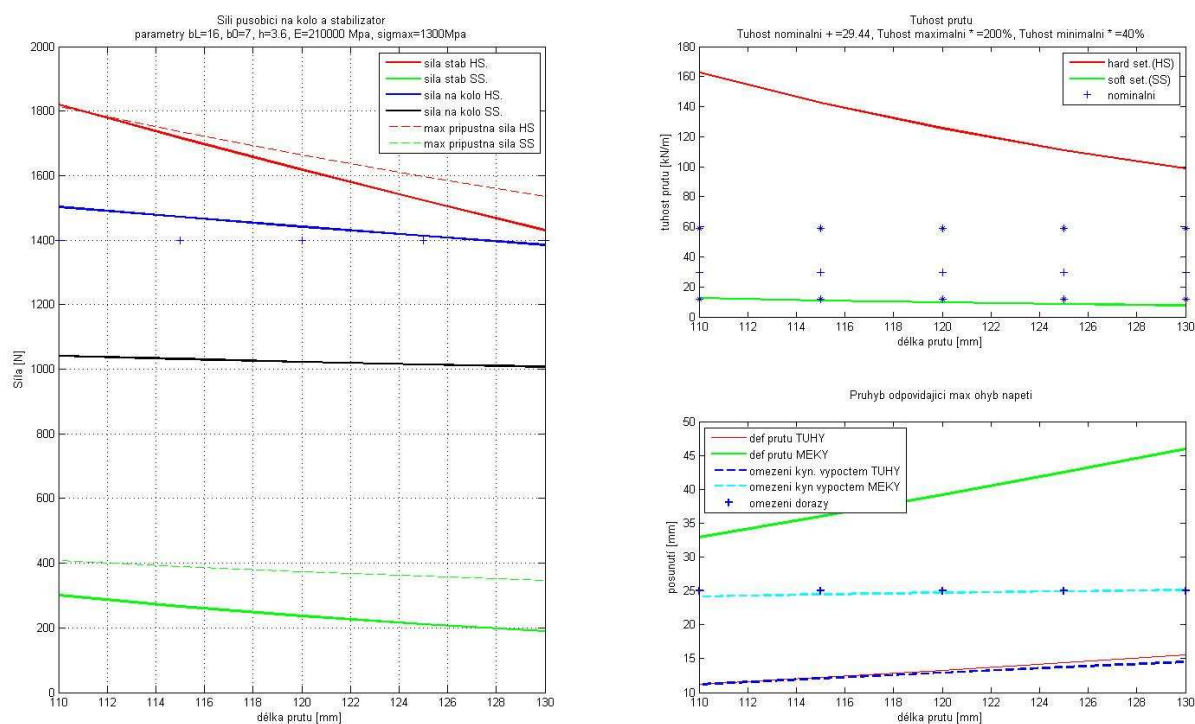
Vzhledem k tomu, že pravidla soutěže udávají povinnost pro každý ročník postavit nový rám, byla kolize vodící tyče posunutím spojnice trubek

odstraněna. Kolize s rámem obnášela víc než modifikaci jednoho bodu. Nakonec tato modifikace vedla k úspěšnému cíli.

Kolize mezi držákem převodky řízení a táhlem stabilizátoru byla odstraněna změnou rozměrů a systému uchycení řízení. Po provedení těchto modifikací je možno při výpočtu kalkulovat s délkou stabilizátoru až 130 mm.

7.2.5 Finální verze návrhu břitu

Prodloužením délky břitu se podařilo vyřešit problémy s nalezením vhodné konfigurace rozměrů stabilizátoru. Konečná délka stabilizátoru byla stanovena na aktivní pružící délku 120 mm. Působící síly, tuhost a deformaci takto definovaného břitu je možno zhodnotit na grafu. č. 10. Změnou délky stabilizátoru došlo ke změně přepákování, proto byla upravena nominální hodnota tuhosti z 59 N/mm na 32 N/mm, jež odpovídá stejné tuhosti na kole.



Graf. č. 10 Parametry finálního břitu

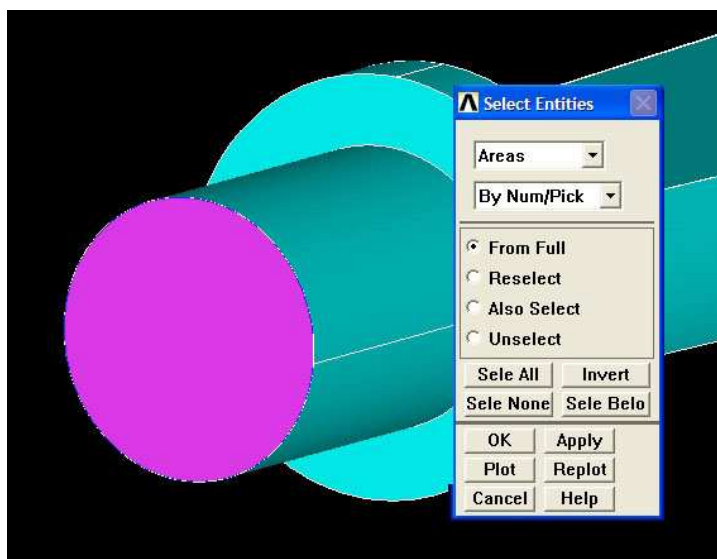
7.3 Kontrola 3D modelu stabilizátoru pomocí ANSYS

Po dokončení výpočtové části v programu Matlab bylo nutno upravit model břitu dle vypočtených parametrů. Jeho model byl importován do programu

Ansyes, v kterém byly provedeny výpočty deformací (tuhosti) nejen v krajních polohách, ale také při částečném natočení vůči působící síle. Vzhledem k velkému počtu zatížení, jež je nutné prověřit, bylo použito makro usnadňující zadávání zatížení a vyčtení potřebných hodnot.

7.3.1 Import a síťování modelu

Model stabilizátoru byl do programu Ansys importován pomocí formátu IGIS. Do programu byl nahrán pouze poloviční model, jenž byl rozdělen podle roviny symetrie. Pro síťování tohoto modelu byl vybrán prvek č. 187. Model byl síťován pomocí volného síťování. Po vysíťování modelu byla provedena selekce čelní plochy břitu (obr.č. 43), na niž působí síla od spojovací tyče. Na této ploše byly vybrány tři uzly, do kterých budou při výpočtu zadávány působící síly.



Obr. č. 43 Selekcce čelní plochy

Druhý konec prutu byl zavazben proti pohybu a natočení ve všech směrech. Takto připravený model byl zálohován a připraven k zatěžování pomocí makra.

7.3.2 Popis zatěžujícího makra

Vzhledem k velkému počtu zátěžných stavů bylo pro výpočet břitu stabilizátoru nadefinováno makro „zatezujici_sily.mac“. V této kapitole budou rozebrány některé důležité části makra.

Příprava zatěžujících sil

Aby nemuselo při každém zatížení docházet k natočení souřadného systému, bylo použito rozložení sil na vektory působící ve směru osy „Y“ a „Z“. Hlavní zatěžující síla, vycházející z výpočtu „maximální síly“ (kapitola 6.4.2) F_{sy} byla rozložena do složek F_y a F_z dle natočení stabilizátoru (α) vůči směru působící síly. Rozložení sil lze vyčíst z tabulky 3.

Load step	alfa [stup]	F_{sy} [N]	F_y [N]	F_z [N]
1	0	350	350,00	0,00
2	10	490	482,56	85,09
3	20	630	592,01	215,47
4	30	770	666,84	385,00
5	40	910	697,10	584,94
6	50	1050	674,93	804,35
7	60	1190	595,00	1030,57
8	70	1330	454,89	1249,79
9	80	1470	255,26	1447,67
10	90	1610	0,00	1610,00

Tab. č. 3 Rozložení sil do směru osy Y a Z

Definice vstupních veličin makra

V této části budou popsány především hodnoty, které je nutné zadat pro správnou funkci makra (obr. č. 44). Těmito hodnotami jsou:

- `pocet_elm_CELK` - celkový počet elementů vzniklý při síťování, hodnotu je nutno zadat pro správný výběr maximálního působícího napětí;
- `pocet_hodnot` – zde je nutno zadat počet zátěžných stavů, které mají být spočítány;
- `node_min` – uzel na čelní ploše s nejmenším pořadovým číslem. V tomto uzlu je zadána 1/3 působící síly, jde zároveň o místo, z kterého je vyčten posuv v osách „Y a Z“;
- `node_max` – uzel na čelní ploše s největším pořadovým číslem. V tomto uzlu je zadána 1/3 působící síly;

- DIM – vytvoření matic potřebných k zaznamenání výsledků, není potřeba doplňovat;
- Silay - zadání sil působících ve směru osy Y, síly se oddělují čárkou;
- Silaz - zadání sil působících ve směru osy Z, síly se oddělují čárkou.

```

!!! /input,pusobici_sily,mac

!!!cyklus
pocet_elem_CELK = 5000      !pocet elementu vznikli pri sitovani
pocet_hodnot = 10          ! pocet zadanych zatizeni
node_min=2087              ! node na celni plose s nejmensim cislem
node_max=2089              ! node na celni plose s nejvetsim cislem

*DIM,silay,ARRAY,pocet_hodnot,1      ! pole 10x1
*DIM,silaz,ARRAY,pocet_hodnot,1      ! pole 10x1
*DIM,vysledek,ARRAY,pocet_hodnot,6
n=1

silay(1) = 309,280,249,220,189,166,138,101,54,0
silaz(1) = 0,448,685,885,1072,1185,1318,1454,1567,1620

```

Obr. č. 44 Hodnoty zadávané do makra

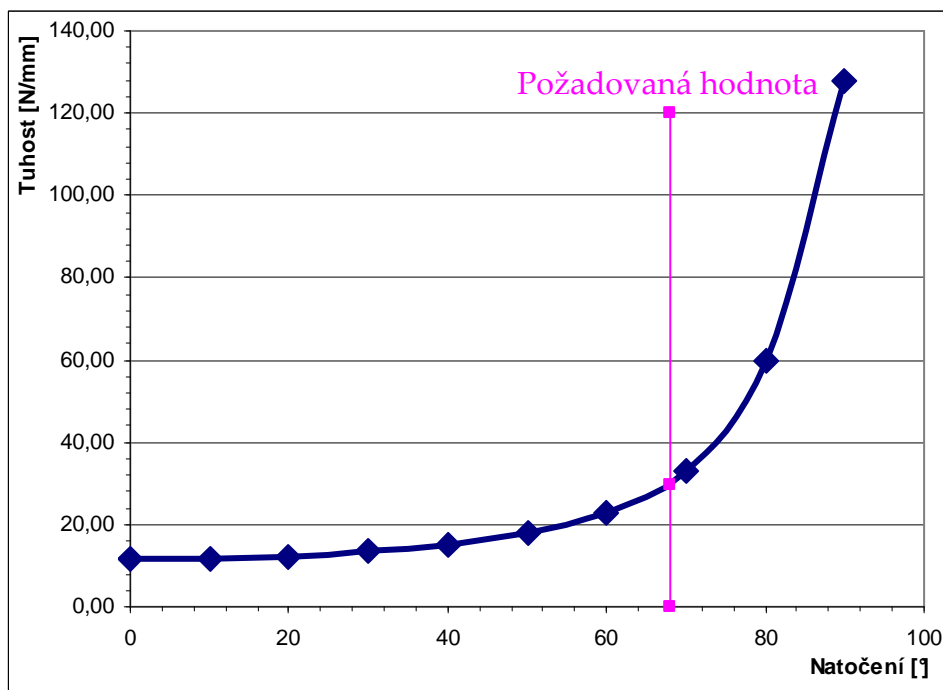
Po dosazení potřebných hodnot do makra jsou vypočteny jednotlivé zátěžné stavy. Tyto stavy jsou uloženy do LS-file. Jednotlivé stavy je možno znovu načíst a kontrolovat hledané parametry. Jako další výstup slouží soubor „Vystup.dat“, do kterého program vygeneruje do jednotlivých sloupečku postupně hodnoty:

- Pořadí výpočtu;
- Deformace ve směru osy Y;
- Deformace ve směru osy Z;
- Zatěžující síla ve směru Y;
- Zatěžující síla ve směru Z;
- Hodnota maximálního napětí v elementu.

7.3.3 Výsledky výpočtu břitu

Prvním krokem při kontrole stabilizátoru v programu Ansys je vypočtení deformací pro natočení v rozsahu od 0° do 90° s krokem 10°. Zatěžující síly jsou stanoveny z hodnot maximálních působících sil při natočení 0° a 90°, hodnoty pro ostatní stupně byly vypočteny interpolací. Velikost sil v prvním kroku

slouží pouze k výpočtu průhybu a z něj následně tuhosti břitu, proto by bylo možno použít téměř libovolné hodnoty sil. Závislost tuhosti břitu na natočení není lineární, což je patrné z grafu 11.



Graf. č. 11 Závislost tuhosti na natočení

Jelikož je změna tuhosti v rozmezí natočení od 0° do 50° velmi malá, je nutné natočení břitu rozdělit tak, aby krok mezi jednotlivými hodnotami představoval vždy stejnou změnu tuhosti. Tato problematika již spadá do kapitoly 7.4 optimalizace prutu.

7.4 Optimalizace prutu pomocí programu Asys a Matlab

Prut navrhnutý v programu Matlab je potřeba dále optimalizovat. První optimalizací je nalezení natočení prutu odpovídající přibližně stejnému kroku při nastavení tuhosti. Takto rozdělený prut je znovu zatížen v programu Ansys pro zjištění tuhosti u konkrétních natočení. Výsledky tohoto výpočtu jsou zobrazeny v tabulce 4. V tabulce jsou uvedeny hodnoty natočení, zátěžná síla, deformace prutu ve směru osy „Y a Z“ celková deformace (získaná jako vektorový součet deformací D_y a D_z) a tuhost břitu .

Load step	alfa [°]	F1 [N]	Dy [mm]	Dz [mm]	D [mm]	C [N/mm]
1	0	350	15,02	0	15,020	11,65
2	58	490	11,12	1,44	11,213	21,85
3	70	630	9,28	2,32	9,566	32,93
4	76	770	7,98	2,92	8,497	45,31
5	80	910	6,783	3,5	7,633	59,61
6	82	1050	6,27	4,06	7,470	70,28
7	84	1190	5,324	4,627	7,054	84,35
8	86	1330	3,95	5,19	6,522	101,96
9	88	1470	2,19	5,75	6,153	119,46
10	90	1610	0	6,26	6,260	128,59

Tab. č. 4 Zatížení břitu

Při znalosti zátěžných stavů a tuhosti břitu v těchto stavech je možno použít modifikovanou část výpočtu maximálních působících sil. Pro každé natočení je třeba spočítat maximální působící síly a těmito silami břit znovu zatížit. Do makra je tedy nutné přepsat vypočtené maximální působící síly a nechat makro znovu proběhnout. Výsledkem výpočtu je reálné namáhání břitu při všech natočeních. Břit je tedy možno kontrolovat z hlediska mezního stavu pevnosti.

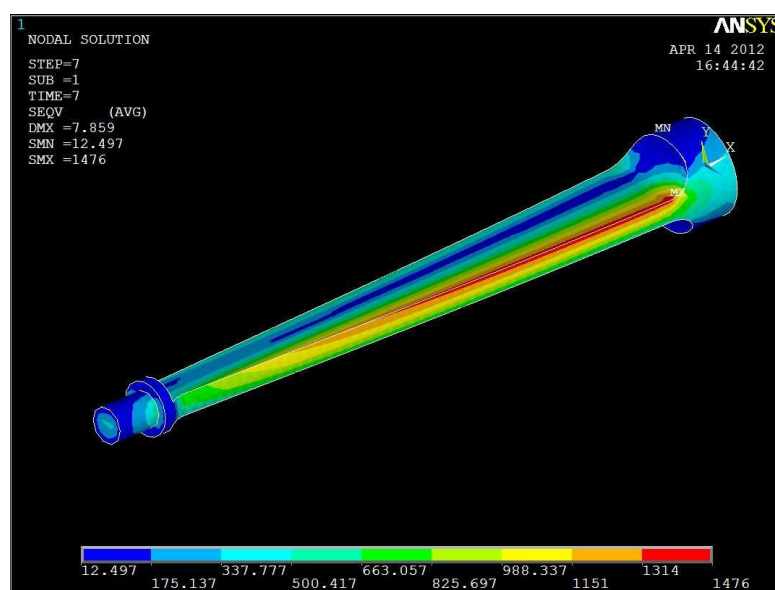
Výsledky výpočtu

Výsledky výpočtu je možno zkontrolovat v tabulce č. 5. Z výsledků je patrné, že v krajních stavech pro které byl břit navrhován v prostředí Matlab vycházejí hodnoty tuhostí a napětí jen lehce odlišné. Jako problematické místo se naopak ukazuje namáhání břitu při natočení v rozmezí 70° až 88°. V těchto polohách vzniká v břitu špičkové napětí dosahující až 1476Mpa.

Load step	alfa [°]	F1 [N]	Dy [mm]	Dz [mm]	D [mm]	C [N/mm]	Max σ [MPa]
1	0	309	7,67	0,00	7,670	20,14	1023
2	58	529	6,95	1,15	7,045	37,55	1235
3	70	730	6,18	1,76	6,426	56,80	1322
4	76	913	5,46	2,27	5,915	77,18	1390
5	80	1089	4,69	2,76	5,439	100,10	1441
6	82	1197	4,12	3,05	5,123	116,82	1458
7	84	1326	3,42	3,39	4,814	137,74	1476
8	86	1458	2,51	3,74	4,501	161,95	1469
9	88	1568	1,34	4,03	4,244	184,72	1412
10	90	1620	0,00	4,16	4,163	194,56	1311

Tab. č. 5 Tabulka vlastností břitu s rozměry $b_0=16$, $bL=7$, $h=3,6$, $L=120$

Průběh napětí v břitu je možno dohledat a načíst pomocí Loadstepu bez nutnosti znovu počítat zadaný stav. Z obrázku č. 45 představující zátěžný stav 7 je patrné, že největší napětí vzniká na hraně břitu blízko přechodu do válcového uložení. Logickým krokem, který sníží toto napětí, je rozšířit břit v místě „bL“. Rozšíření břitu v místě „bL“ rovněž nezvýší příliš tuhost břitu při ohybu kolem osy „Y“, kterou není vhodné zvyšovat kvůli velkému rozsahu nastavení.



Obr. č. 45 Kritické napětí v břitu

Modifikace břitu

Pro výpočet modifikovaného břitu je nutno nejdříve předdefinovat 3D model. Předdefinovaný 3D model importovat pomocí formátu IGS do programu Ansys. Model je nutné znovu vysíťovat. Nově vysíťovaný model má na čelní ploše uzly s jinými pořadovými čísly. Tyto čísla je nutné zadat do makra a znovu zopakovat postup popsáný v předchozích dvou kapitolách.

Výsledný tvar

Hledání výsledného tvaru je poměrně zdoluhavá práce. Použitím makra a vhodně definovaného výchozího prutu je množství těchto kroků značně sníženo. Výsledný návrh břitového stabilizátoru vznikl již v druhém návrhu kontrolovaném pomocí systému Ansys. Snaha rozšířit břit v místě „bL“ se

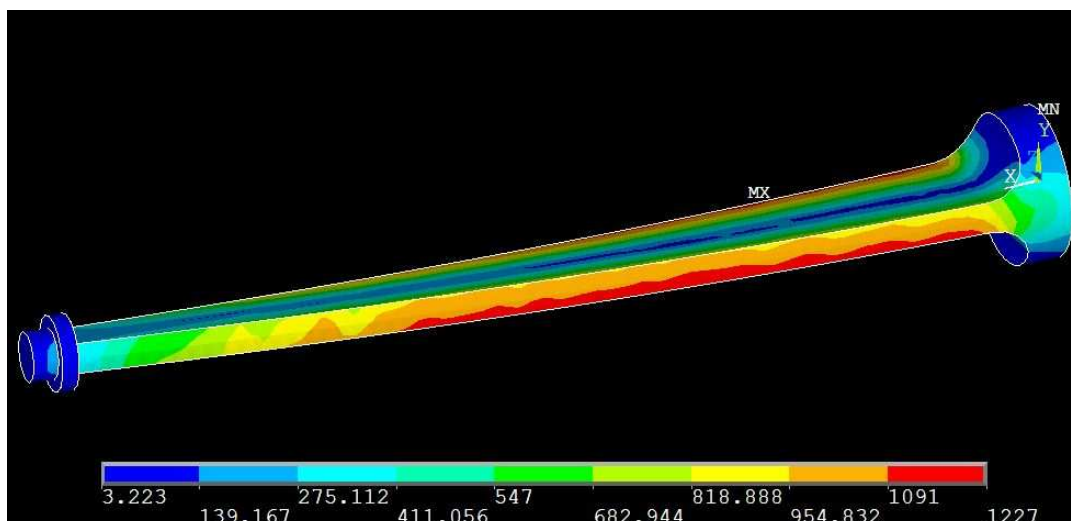
ukázala jako velice vhodná. Parametry výsledného řešení stabilizátoru jsou zobrazeny v tabulce č.6.

Load step	alfa [°]	F1 [N]	Dy [mm]	Dz [mm]	D [mm]	C [N/mm]	Max σ [MPa]
1	0	309	7,67	0,00	7,670	20,14	795
2	58	529	6,95	1,15	7,045	37,55	1120
3	70	730	6,18	1,76	6,426	56,80	1181
4	76	913	5,46	2,27	5,915	77,18	1213
5	80	1089	4,69	2,76	5,439	100,10	1224
6	82	1197	4,12	3,05	5,123	116,82	1224
7	84	1326	3,42	3,39	4,814	137,74	1216
8	86	1458	2,51	3,74	4,501	161,95	1227
9	88	1568	1,34	4,03	4,244	184,72	1205
10	90	1620	0,00	4,16	4,163	194,56	1184
Parametry prutu : bL=18mm, b0=7mm, h=3,6 mm							

Tab. č. 6 Tabulka vlastností výsledného řešení

Maximální napětí vzniklé při zatížení břitu je 1 227 MPa. Jeho rozložení je možno pozorovat na obr. č. 46. Napětí je o 473 MPa menší než je mez kluzu vybraného materiálu. Materiál, z kterého byl stabilizátor vyroben, odpovídá normě ČSN EN 19 083 a jeho mez kluzu je v zakaleném a popuštěném stavu 1 700 MPa. Rozdíl mezi špičkou napětí a mezí kluzu nám určuje minimální bezpečnost.

Břit stabilizátoru není namáhán staticky, ale dynamicky, a to střídavým zatěžujícím cyklem. Výpočet únavy prutu však přesahuje rozsah této práce. Zatěžující cyklus, kterým je břit namáhán, je navíc předem těžko definovatelný. Pro zjištění bezpečné hodnoty napětí byly užity strojnické tabulky [5], v kterých jsou uvedeny hodnoty bezpečných napětí pro statické, míjivé a střídavé napětí. Z hodnot bylo zjištěno, že doporučený poměr mezi zatížením a hodnotou meze kluzu pro střídavý cyklus je asi 0.55. Této hodnotě však břit neodpovídá. Přistoupíme-li k problému ještě ze stránky stochastické, zjistíme, že špičkových hodnot napětí bude dosaženo jen zřídka. V některých nastaveních by těchto hodnot být dosaženo ani nemělo. Vzhledem k charakteru použití prutu pro závodní účely není potřeba dosáhnout ani vysokocyklové životnosti 10^6 . Po shrnutí všech těchto poznatků je možno břit pro daný účel prohlásit za bezpečný.



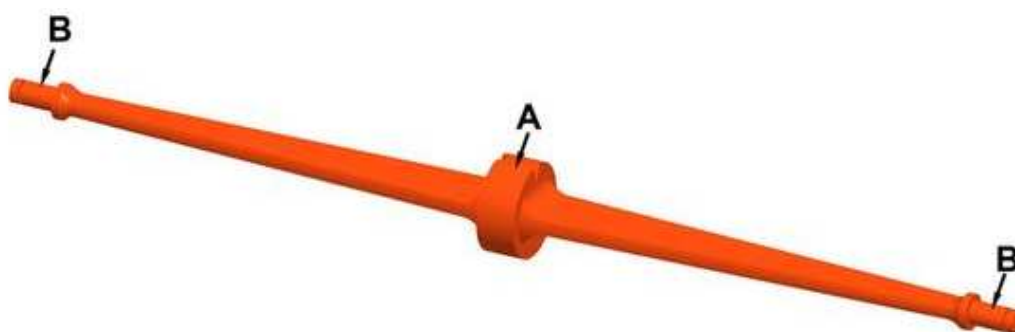
Obr. č. 46 Výsledný břit, napětí v zátěžném stavu 8

7.5 Výsledné konstrukční řešení

Při znalosti výsledné geometrie břitu je potřeba přistoupit k vlastnímu konstrukčnímu zpracování břitu. Je potřeba zpracovat vlastní břit, jeho uložení v otočném pouzdře a ukotvení tohoto pouzdra k rámu. Připravit táhla a jejich uchycení k stabilizátoru a vahadlu. Pro zpracované prvky je potřeba vytvořit výkresovou dokumentaci, která bude sloužit jako podklad k jejich výrobě. Výkresová dokumentace všech komponent sestavy stabilizátoru je v příloze diplomové práce.

Vlastní břit

Konstrukční provedení břitu je doplněno o válcovou plochu A uvedenou na obr. č. 47 a o dvě válcové plochy B na koncích. Plocha A slouží k uložení vlastního břitu, plochy B slouží k připevnění spojovací tyče. Průměry a kvalita těchto ploch je dána požadavky na uložení.



Obr. č. 47 Finální konstrukční podoba břitu

Výsledného tvaru břitu je dosaženo pomocí soustružení, kalení a popouštění dle materiálového listu na obr. č. 48, broušení na kulato a elektroerozivního obrábění.

Technologické údaje

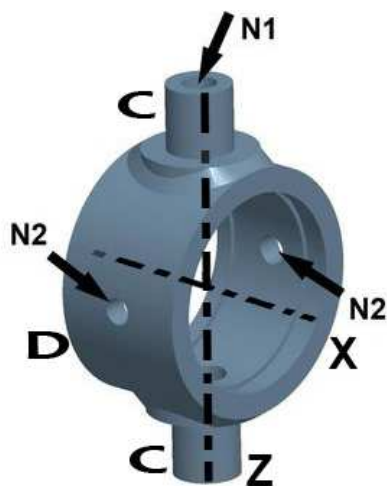
TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ

normalizační žíhání	840-860 °C	prohřát a ochlazovat na vzduchu
žíhání na měkko	680-710 °C	po prohřátí min 4 h pomalu ochlazovat v peci (max 190 HB)
žíhání ke snížení prnutí	600-650 °C	po prohřátí 1-2h pomalu ochlazovat v peci
kalení	790-820 °C	ochlazovat ve vodě, tlustší výrobky vřídlem (min 56HRC)
	810-840 °C	tenké předměty do 5 mm ochlazovat v oleji (min 50HRC)
teploty přeměn	$A_{C1} \sim 725\text{ °C}$	$A_{C3} \sim 780\text{ °C}$ $M_s \sim 350\text{ °C}$
prokalitelnost	při kalení ve vodě v průřezu do 15 mm, při kalení do oleje v průřezu do 4 mm	
popouštění	100-320 °C	
cementace	790-820 °C	provádí se jen ve speciálních případech

Obr. č. 48 Tepelné zpracování stabilizátoru

Uložení stabilizátoru v otočném pouzdře

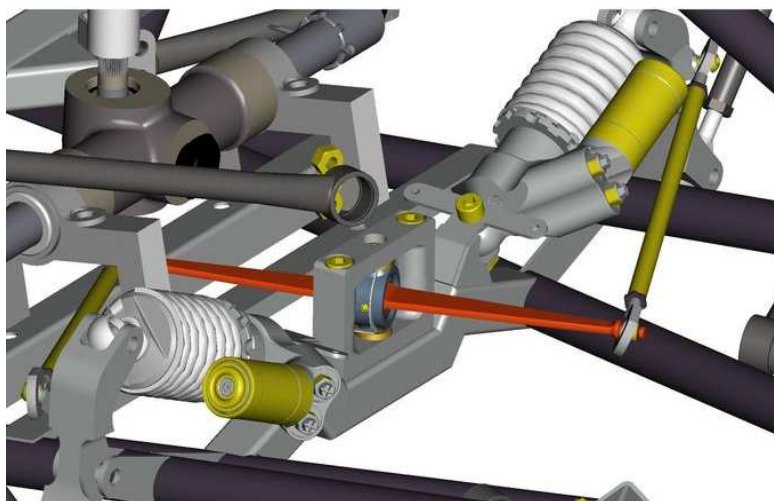
Válcová plocha břitu A je uložena v ocelovém otočném pouzdře (obr. č. 49). Toto pouzdro vede břit stabilizátoru, umožňuje jeho natočení dle osy X (nastavení jeho tuhosti), zabráňuje axiálnímu posuvu ve směru osy X. Druhou funkcí uložení je umožnění natáčení břitu stabilizátoru kolem osy Z při stejnoměrném propnutí na obou stranách nápravy. Pouzdro je osazeno několika závitovými dírami N1 a N2 sloužící pro aretaci břitu. Díra N1 je primárním aretačním místem, díry N2 jsou sekundárním nastavovacím místem užitým v případě nedostatečného zajištění bodem N1. Ocelové pouzdro je svařeno z dvou částí C a jedné části D, které jsou po svaření osoustruženy.



Obr. č. 49 Ocelové pouzdro

Ukotvení otočného pouzdra k rámu

Otočné pouzdro je k rámu ukotveno pomocí hliníkových domečků. Domeček složený ze dvou částí vede v kluzných ložiscích pouzdro. Dále umožňuje jeho natáčení kolem osy Z (obr. č. 50). Domeček je oproti řešení z roku 2011 umístěn níže, díky tomu je upraven i úchyt na rámu. Pro spojení domečku s rámem je použita technologie nýtovacích matic.



Obr. č. 50 Hliníkové domečky spojené s rámem

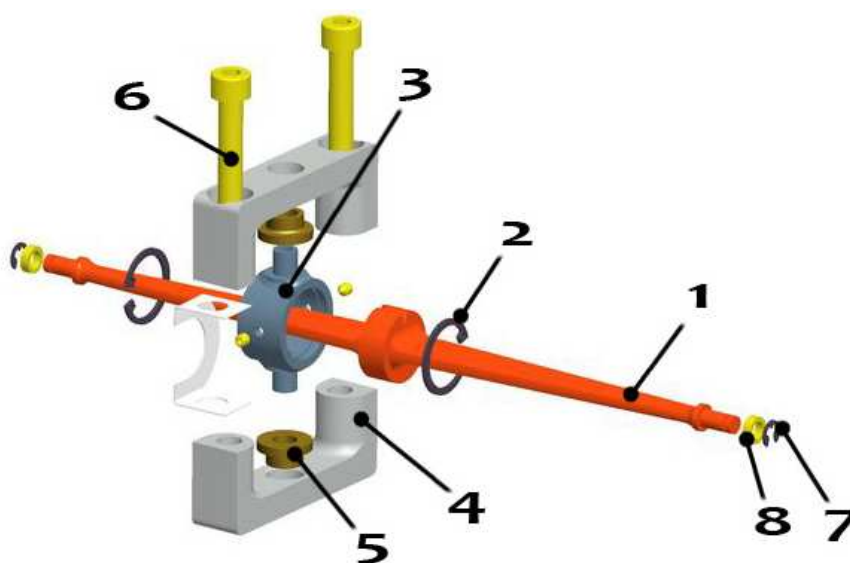
Táhla stabilizátoru

Táhla stabilizátoru (obr. č. 50, žluté) jsou složena ze dvou kloubových hlavic s vnějším závitovým výběhem M6 a svařované části. Svařovaná část je zhotovena z trubky osazené dvěma šestihrannými profily na každém konci.

Šestihranné profily obsahují pravý a levý závit. Pomocí natáčení svařované části je možno doladit výslednou délku spojení.

Celková sestava stabilizátoru

Sestava je složena z částí zobrazených na obr. č. 51. Hlavní části sestavy byly popsány v předchozích odstavcích. Břit stabilizátoru 1 je uchycen v otočném pouzdře 3 pomocí pojistných kroužků 2. Otočné pouzdro je usazeno v domečcích 4 pomocí ložisek 5 a dotaženo pomocí šroubů 6. Celá sestava je doplněna pojistnými třmeny 7 a distančními podložkami 8 zajišťující spojení s táhlem stabilizátoru.



Obr. č. 51 Rozpad sestavy stabilizátoru

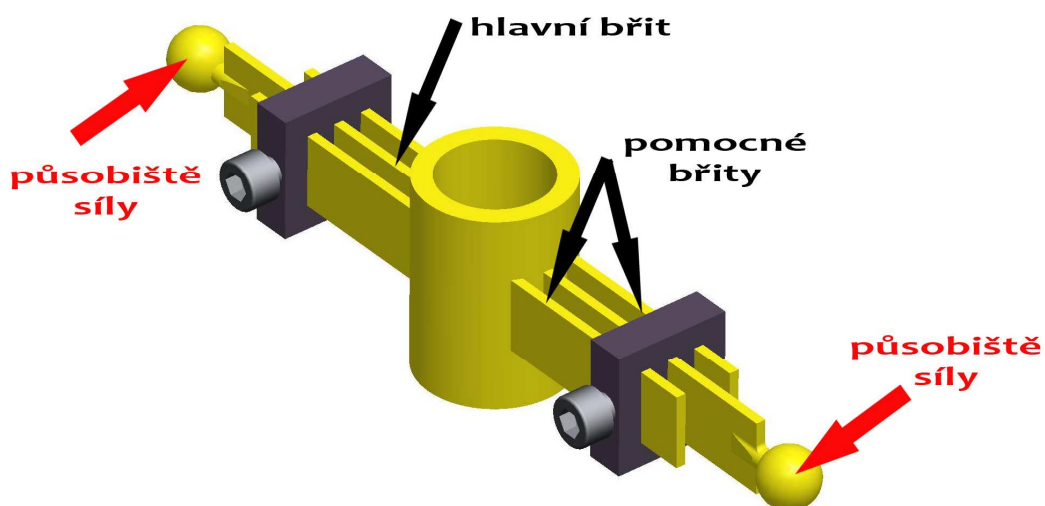
7.6 Zhodnocení

Stabilizátor navrhnutý pro vůz Dragon II převyšuje původní konstrukci téměř ve všech parametrech. Pro porovnání obou verzí byla vytvořena tabulka č. 7. Z této tabulky jasně vyplývá, že nový stabilizátor disponuje větší stavitelností směrem k měkčí a tvrdší tuhosti. Dalším důležitým bodem je zmenšení napětí, které v prutu vzniká. Díky této optimalizaci a vhodně zvoleným kritériím je možno břit vyrobit z běžnějšího, snáze dostupného a levnějšího materiálu. Z velice podobné koncepce obou břitů lze odhadovat, že výrobní cena obou břitů dosáhne stejné úrovně. Tento bod je nejslabší částí konstrukce, jelikož výrobní proces břitu je složitý, a proto i výrobní cena není malá.

Konstrukce Dragon I	nominální tuhost [N/mm]	tuhost nejmenší [N/mm]	Tuhost nejmenší X nominální [%]	tuhost největší [N/mm]	největší X nominální [%]	nároky na materiál [Mpa]	cena výroby
	60,0	51,0	85,0	67,0	111,7	Re=1600	stejná
Konstrukce Dragon II	nominální tuhost [N/mm]	tuhost nejmenší [N/mm]	Tuhost nejmenší X nominální [%]	tuhost největší [N/mm]	srovnání nominální [%]	nároky na materiál [Mpa]	cena výroby
	29,5	11,6	39,3	128,6	435,9	Re=1300	stejná

Tab. č. 7 Srovnání parametrů konstrukcí pro Dragon I a Dragon II

Způsob, jak snížit výrobní cenu, je vytvořit pružný element dle obr. č. 52. Tento pružný element se skládá ze tří samostatně montovaných břitů, které jsou výrobně jednodušší. Tuhost břitu je nastavována pomocí změny délky pomocných břitů. Těto změny je dosaženo pomocí přesouvání spojovacího prvku. Nevýhodou tohoto řešení je vyšší výpočtová složitost staticky neurčité konstrukce. Tuto koncepci nebylo možno kvůli termínům stanovených pro výrobu dokončit. Pružný element skládající se ze tří břitů z toho důvodu zůstává otevřenou cestou pro konstrukce dalších evolucí závodních vozů Dragon.



Obr. č. 52 Pružný element skládající se ze tří břitů

8 Závěr

V této diplomové práci s názvem „Návrh stavitelného stabilizátoru přední nápravy vozu Formule Student“ jsem se zabýval návrhem stabilizátoru pro druhou generaci formulového vozu Dragon. Cílem této práce bylo navrhnout vhodný mechanismus stabilizátoru, kterým bude možno měnit velikost stabilizačního účinku v co největším rozsahu.

Jako výchozí bod této práce sloužil návrh z roku 2011. Tento návrh byl analyzován. Následně byla stanovena kritická místa celé konstrukce i přístupu k řešení. Výsledkem této analýzy nebylo zavržení mechanismu dvoustranného břitu z roku 2011. Bylo však nutné zpracovat vlastní metodiku řešení problému, která byla založena na zjednodušení modelu na prut. Toto řešení problému pomocí zjednodušeného prutového prvku se ukázalo jako velice výhodné. Výsledky získané těmito výpočty pomohly vhodně definovat prut nejen z hlediska tuhosti, ale zároveň stanovit hraniční podmínky funkce stabilizátoru. Při znalosti hraničních podmínek a geometrie stabilizátoru bylo možné analytickým výpočtem optimalizovat stabilizátor i z hlediska pevnosti.

Geometrie břitu navrhnutá pomocí analytického výpočtu byla kontrolována pomocí MKP. Velký počet zátěžných stavů byl s výhodou řešen pomocí makra, které urychlilo importování proměnných a exportování výsledků. Výsledná geometrie břitu byla získána pouze dvěmi optimalizacemi pomocí MKP. Tím byla potvrzena vhodnost a správnost užití analytického přístupu pro počáteční návrh.

Parametry výsledného břitu převyšují původní řešení téměř ve všech hodnotách. Rozmezí tuhosti, které je možno pomocí břitu nastavit, se zvětšilo z původních 85 - 112 % na 39 – 435 % vůči požadované hodnotě. Napětí vznikající v břitu bylo redukováno z původní hodnoty 1 508 MPa na 1 227 Mpa. Tato změna umožnila použití snadněji dostupného a levnějšího materiálu.

V práci byla zpracována řada konceptů, které byly nakonec z různých důvodů zamítnuty. Jako velmi zajímavý koncept se ukázalo vytvořit břit z polykarbonátu, který by byl při doplnění kovovými vlákny velice zajímavý. Další zmíněnou možností bylo použít mechanismus s více břity nebo užít i systému s přídatnou pružinou. Všechny tyto možnosti však vykazovali řadu komplikací. Břítový mechanismus z oceli se nakonec ukázal jako nejlepší řešení. Hlavními důvody bylo stále konvenční zpracování tvaru břitu pomocí elektroeroze, nepatrný zásah do kinematiky celého zavěšení a dostatečný rozsah nastavení nového břitu.

9 Použité informační zdroje

- [1] REIMPEL, J. a kol. *The Automotive Chassis*. 2. vyd. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001. 116 s. ISBN 0 7506 5054 0.
- [2] GILLESPIE, T. *Fundamentals of Vehikle Dynamics*. 1. vyd. Society of Automotive Engineers, Inc., 2001. 116 s.
- [3] HANEY, P. *The Racing & High-Performance Tire*. 1. vyd. Society of Automotive Engineers, 2003. ISBN 0-9646414-2-9.
- [4] BOS, V. *Design of Formula Student Race Car Spring-Damper System*, Technische Universiteit Eindhoven, 2010. CST2010.024.
- [5] LEINVEBER, J. a kol. *Strojnické tabulky*. 2 vyd. Scientaia, spol. s.r.o., 1998. ISBN 80-7183-123-9.
- [6] *Autolexicon – Váš automobilový sloník* [online]. [cit. 2010-05-05]. Dostupný z WWW: <<http://cs.autolexicon.net>>.
- [7] *The car Bibles* [online]. [cit. 2012-06-05]. Dostupný z WWW: <http://www.carbibles.com/suspension_bible_pg4.html>.
- [8] *SG PETCH* [online]. [cit. 2012-13-05]. Dostupný z WWW: <<http://mitsubishi-grandis.sgpetch.co.uk>>.
- [9] *ROBOTPIG* [online]. [cit. 2012-11-05]. Dostupný z WWW: <http://robotpig.net/__automotive>.
- [10] *Seventh Heaven* [online]. [cit. 2012-11-05]. Dostupný z WWW: <<http://www.super7thheaven.co.uk/blog/push-rod-anti-roll-bars-a52.html>>.
- [11] *SAE International. 2011 Formula SAE® Rules* [online]. [cit. 2012-10-04]. Dostupné z WWW: <<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2012fsaerules.pdf>>.

- [12] CITROENET [online]. [cit. 2012-13-05]. Dostupné z WWW:
< <http://www.citroenet.org.uk>>.
- [13] Subaru WRC Pares Ltd [online]. [cit. 2012-06-05]. Dostupné z WWW:
< <http://www.subaruwrspares.com/26.html>>.
- [14] ScarbF1 - everything technical in F1 [online]. [cit. 2012-29-04]. Dostupný z WWW: <
<http://scarbsf1.wordpress.com/>>.
- [15] Serpent [online]. [cit. 2012-04-05]. Dostupné z WWW:
< <http://www.serpent.com/product/300001/>>.
- [16] TU Brno racing [online]. [s.l.] : [s.n.], 2010 [cit. 2012-15-05]. Dostupný z WWW: <
<http://www.tubrnoracing.cz/cs/fornule-student-sae>>.
- [17] OPTIMUMG – vehicle dynamics solutions [online]. [cit. 2012-15-05]. Dostupné z
WWW: < <http://www.optimumg.com/technical/it-is-all-about-horsepower-or-is-it/>>.
- [18] KRASULA, J. *Návrh stabilizátoru automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 66s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [19] JANÍČEK, P. a kol. *Mechanika těles, pružnost a pevnost I*, Brno: Nakladatelství VUT Brno 1992
- [20] ANSYS. *Kxcad.net* [online]. [cit. 2012-3-03]. Dostupné z WWW:
< <http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/index.htm>>.
- [21] AUTOCROSS TO WIN [online]. [cit. 2012-7-04]. Dostupné z WWW:
< http://farnorthracing.com/autocross_secrets4.html>.

10 Seznam použitých zkratk a symbolů

F_w	[N]	boční síla přenesená na vozovku
W_w	[N]	síla kterou je zatížena pneumatika
η	[-]	koeficient tření
F_{zo}	[N]	síla působící na venkovní kolo
F_{zi}	[N]	síla působící na vnitřní kolo
F_y	[N]	boční síla působící na vozidlo
h_r	[mm]	výška těžiště
t	[mm]	rozchod kol
K_ϕ	[N/m]	klopná tuhost
Φ	[°]	naklopení karoserie
F	[N]	síla působící na konci prutu
x	[mm]	okamžitá vzdálenost na střednici prutu
E	[MPa]	modul pružnosti
b_0	[mm]	šířka prutu na počátku
b_L	[mm]	šířka prutu ve vetknutí
h	[mm]	výška prutu
L	[mm]	délka prutu
k_y	[N/mm]	tuhost prutu při ohybu kolem osy Y
w_y	[mm]	posunutí na konci prutu při ohybu kolem osy Y
σ_{max}	[MPa]	maximální napětí v prutu
W_o	[-]	průřezový modul v ohybu
F_{outs}	[N]	síla působící na přepákovanou pružinu venkovního kola
F_{celk}	[N]	celková síla působící na venkovní kolo
K_{ptk}	[N/mm]	tuhost vozidlové pružiny nad kolem
Z_d	[mm]	zdvih na tlumiči
K_{yk}	[N/mm]	tuhost stabilizátoru při ohybu kolem osy Y
F_{sy}	[N]	síla působící na stabilizátor ve vozidle
P_{ks}	[-]	přepákování stabilizátor kolo

11 Seznam příloh

Příloha č.I Výkresy dílů stabilizátoru